



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HORIZONTÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

HORIZONTAL SCREW CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Milan Švec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Milan Švec**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Horizontální šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh horizontálního šnekového dopravníku pro dopravu obilného zrna. Šnekový dopravník je součástí zpracovatelské linky pro přesun krmné obiloviny mezi pracovišti.

Technické parametry:

Dopravní vzdálenost 9 m.

Dopravní výkon 7 500 kg.h⁻¹.

Dopravovaný materiál pšeničné, ječmenné a kukuřičné zrno.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných šnekových dopravníků.

Rešeršní rozbor dopravovaného materiálu.

Funkční výpočet a určení hlavních rozměrů dopravníku.

Koncepční návrh horizontálního dopravníku a popis komponent.

Návrh pohonu dopravníku.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů dopravníku.

Sestavný výkres dopravníku.

Detailní výkresy šnekového dopravníku.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením a návrhem horizontálního šnekového dopravníku pro dopravu zemědělského zrna dle zadaných parametrů. V práci je proveden výpočet hlavních částí šnekového dopravníku, návrh elektromotoru a spojky, návrh ložisek a pevnostní kontrola funkčních částí. Práce je složena z technické zprávy a výkresové dokumentace. Výkresová dokumentace je podložena modelovým zpracováním v 3D CAD systému, dále obsahuje výkres sestavy celého zařízení, výkres šneku a jednotlivé výkresy hřídelů.

KLÍČOVÁ SLOVA

šnekový dopravník, zemědělské zrno, šnek, žlab, pohon, horizontální

ABSTRACT

The focus of this bachelor thesis is construction, technical solution and design of a horizontal screw conveyor with purpose of transporting agricultural grain as per set parameters. The scope of this thesis includes calculations regarding the main parts of screw conveyor, designs of electric motor, clutch and bearings and a firmness check of the functional parts. The body of the thesis is composed from a technical report and drawing documentation, supported by model assembly created in 3D CAD system, as well as a drawing of the entire device, a drawing of the screw and individual drawings of shafts.

KEYWORDS

screw conveyor, agricultural grain, the screw conveying, trough, drive, horizontal

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVEC, Milan. *Horizontální šnekový dopravník*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116237>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 56 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Milan Švec

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za udělení cenných rad a odbornou pomoc. Poděkování patří také mé rodině a mým přátelům za podporu během celého bakalářského studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Konstrukce šnekového dopravníku	11
1.1 Šnek	11
1.2 Žlab	12
1.3 Pohon	13
1.4 Spojení pohonu a vstupního hřídele.....	13
1.5 Zvolené konstrukční řešení	13
2 Rešeršní rozbor šnekových dopravníků a dopravovaného materiálu	14
2.1 Romill, spol. s r. o.	14
2.2 Strojmont CZ a. s.	14
2.3 Taurus, spol. s r. o., Chrudim.....	15
2.4 Šenovka, spol. s r. o.	15
2.5 JK MONT, spol. s r. o.	15
2.6 Rešeršní rozbor dopravovaného materiálu.....	16
3 Funkční výpočet a určení hlavních rozměrů	17
3.1 Objemový dopravní výkon	17
3.2 Průměr šnekovnice.....	17
4 Návrh pohonu a spojky.....	19
4.1 Potřebný výkon elektromotoru	19
4.2 Volba elektromotoru	19
4.3 Volba převodovky.....	19
4.4 Volba pojistné spojky	20
4.4.1 Bezpečnost spojky	21
5 Kontrola objemového dopravního výkonu	22
5.1 Skutečný objemový dopravní výkon	22
5.2 Rozdíl zadaného a skutečného dopravního výkonu.....	22
6 Hmotnost šneku	23
6.1 Hmotnost šnekovnice.....	23
6.2 Hmotnost bežešvé trubky.....	23
6.3 Hmotnost spojovacího hřídele	24
6.4 Celková hmotnost šneku	25
7 Uložení šneku	26
7.1 Radiální síla	26
7.2 Axiální síla.....	27

7.3	Ložisko u pohonu.....	28
7.4	Koncové ložisko.....	30
7.5	Kluzné ložisko	31
8	Pevnostní kontrola	33
8.1	Pevnostní kontrola hřídele šneku	33
8.1.1	Ohyb	33
8.1.2	Krut.....	34
8.1.3	Redukované napětí dle podmínky HMM	35
8.1.4	Bezpečnost hřídele.....	35
8.2	Kontrola maximálního průhybu hřídele.....	36
8.3	Kontrola spojení šnekového hřídele s čepy	37
8.3.1	Kontrola čepu na smykové namáhání.....	38
8.3.2	Tlak v hřídeli	38
8.3.3	Tlak v náboji.....	39
8.4	Kontrola pera na vstupním hřídeli	39
8.5	Kontrola žlabu.....	40
8.5.1	Objem materiálu ve žlabu.....	40
8.5.2	Hmotnost materiálu ve žlabu	41
8.5.3	Tíha materiálu působící na žlab	41
8.5.4	Spojité zatížení žlabu.....	41
8.5.5	Výpočet těžiště žlabu.....	42
8.5.6	Výpočet kvadratických momentů částí žlabu k těžišti	43
8.5.7	Celkový kvadratický moment žlabu	45
8.5.8	Modul průřezu v ohybu žlabu.....	45
8.5.9	Ohybový moment působící na žlab	45
8.5.10	Ohybové napětí působící na žlab	46
8.5.11	Průhyb žlabu	46
	Závěr.....	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů	53
	Seznam příloh	56

ÚVOD

Šnekové dopravníky se využívají k přemístění sypkých, zrnitých a kusovitých materiálů o maximální velikosti kusů do 60 mm v suchém nebo částečně vlhkém stavu. Nejsou vhodné pro dopravu lepidelných a abrazivních materiálů, protože tím klesá životnost hlavních částí dopravníku. Hlavními částmi dopravníku jsou šnek, dopravní žlab a pohonná jednotka. Posun dopravovaného materiálu je zajištěn rotací šneku ve žlabu, který má tvar trubky nebo je tvaru „U“. Aby došlo k posunu materiálu, musí být zajištěno, že tření materiálu o žlab je větší než tření materiálu o šnek. Šnekové dopravníky se využívají pro dopravu materiálu ve vodorovném, mírně šikmém a výjimečně ve svislém směru. Výhodou šnekových dopravníků je jednoduchá konstrukce oproti jiným dopravníkům. Jednoduchou konstrukcí je zajištěna velmi dobrá spolehlivost, nevýhodou je vysoké opotřebení stykových ploch, možnost zadírávání a drcení dopravovaného materiálu. Slouží i k technologickým operacím, např. míchání, mytí, ohřev nebo ochlazování [1].

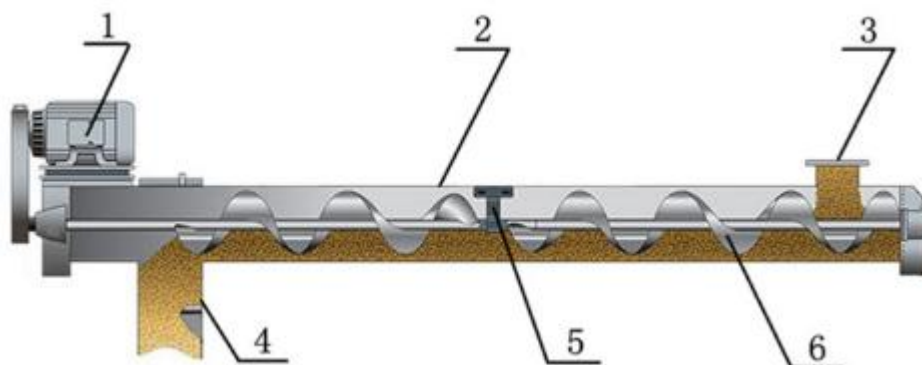
Šnekové dopravníky pro dopravu zemědělského zrna se využívají při sklizení zemědělských rostlin u sklízecích mlátiček k vyprazdňování zásobníků zrna, dále mají využití u překládacích vozů k jejich vyprazdňování. Ve skladech obilí lze pomocí nich dopravovat zemědělské zrna z přepravního vozu do skladu. Šnekové dopravníky se využívají i v meziskladových linkách.



Obr. 1 Vyprazdňování sklízecí mlátičky pomocí šnekového dopravníku do překládacího vozu, který ke svému překládání do přepravního vozu využívá vysokovýkonný šnekový dopravník [26].

1 KONSTRUKCE ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Šnekový dopravník se skládá ze šneku, žlabu a pohonné jednotky. Šnekový dopravník je schematicky znázorněn na obr. 2.



Obr. 2 Schéma šnekového dopravníku [27]: 1 – Pohon, 2 – Žlab, 3 – Vstupní příruba, 4 – Výstupní příruba, 5 – Závěsné ložisko, 6 – Šnek.

Možnosti využití šnekových dopravníků [1]:

- Dopravované množství: $1 \text{ až } 300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Délka: do 60 metrů
- Otáčky šneku: $0,2 \text{ až } 4 \text{ s}^{-1}$
- Dopravní rychlost: do $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

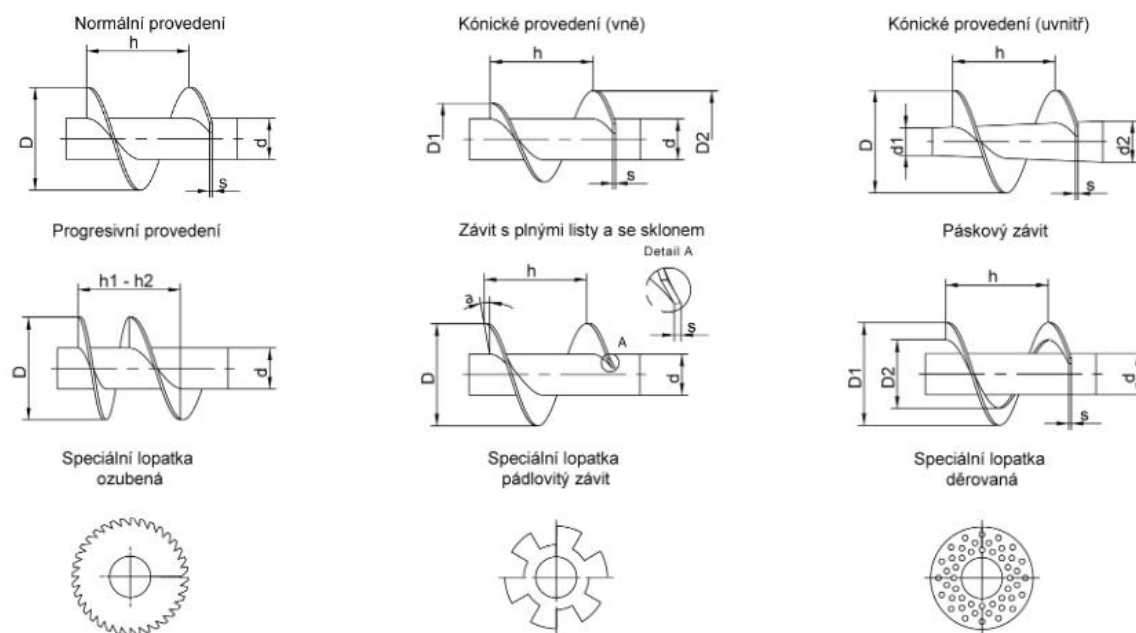
Šnekové dopravníky rozdělujeme [2]:

- Podle počtu šneků: jednošnekové
dvoušnekové
- Podle směru dopravy: vodorovné
svislé
šikmé
- Podle smyslu stoupání šneku: pravotočivé
levotočivé

1.1 ŠNEK

Šnek je nejdůležitější částí šnekového dopravníku a je tvořen šnekovnicí, která je navařena na nosný hřídel. Pro nižší hmotnost hřídele šneku se používají tenkostěnné bezešvé trubky. Šnekovnice se vyrábějí válcováním za tepla z ploché oceli. Podle typu dopravovaného materiálu se šnekovnice vyrábí jako plné, obvodové nebo lopatkové. Plná šnekovnice je vhodná pro přepravu práškovitých nebo jemně zrnitých materiálů, obvodová se hodí pro soudržné zrnité materiály a lopatková umožňuje přepravu lepivých materiálů. Šnekovnice se dále rozdělují podle smyslu stoupání na pravé a levé [1].

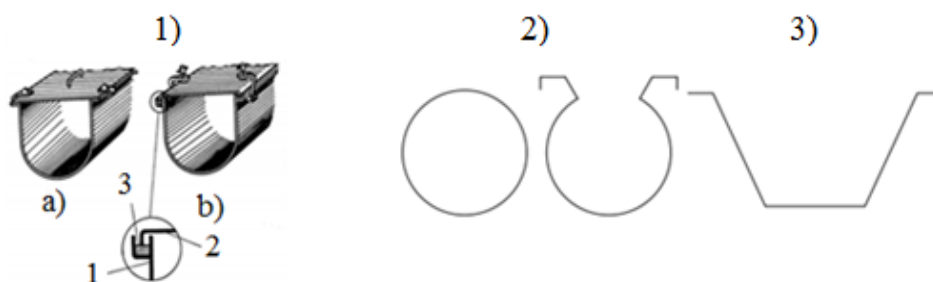
U krátkých šnekových dopravníků je šnek z jednoho kusu a je uložen v ložiscích v čelech žlabu. Jedno z ložisek musí být axiální. Pokud je délka dopravníku větší než 3 metry, je nutné šnek rozdělit na více částí. Spojení jednotlivých částí šnekového hřídele je provedeno pomocí spojovacích hřídelů, které jsou uloženy v kluzných ložiscích. Spojení šnekového a spojovacího hřídele je provedeno čepy nebo šrouby [1].



Obr. 3 Provedení šneků a speciální druhy šnekovnic [28].

1.2 ŽLAB

Žlab tvoří nosnou část šnekového dopravníku. Jeho velikost je závislá na velikosti šneku a dopravovaného materiálu, tím jsou zaručeny malé rozměry celého dopravníku. Žlab se vyrábí převážně z plechů o tloušťce 3 až 8 mm. Horní okraje jsou ohnuty ven, čímž se zvýší tuhost žlabu a zároveň je na něj možné připevnit víko. Šnek je ve žlabu uložen excentricky – tím se dosáhne toho, že se mezera mezi šnekem a žlabem ve směru otáčení postupně zvětšuje. Zabrání se tak drcení a zadírání materiálu mezi žlabem a šnekem. Žlaby se spojují z 1,5 m až 6 m dlouhých dílů, které jsou k sobě přivařeny nebo přišroubovány. Je nutné dodržet správnou přímočarost žlabu kvůli správnému uložení šneku ve žlabu. Mezera mezi šnekem a žlabem bývá 5 až 10 mm a je závislá na výrobních tolerancích a druhu dopravovaného materiálu [1].



Obr. 4 Typy žlabu [3]: 1) U – tvar: a) Jednoduchý, b) Těsný: 1 – žlab, 2 – víko, 3 – těsnění.
2) O (trubkový) – tvar, 3) V – tvar [29].

1.3 POHON

Pro pohon šnekových dopravníků se nejčastěji používají asynchronní převodové motory. Hnací jednotka je obvykle uložena na konzoli, která je spojena s čelem žlabu, nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Hnací moment se z výstupního hřídele převodovky přenáší na vstupní hřídel šneku pružnou spojkou. Hnací jednotka se umísťuje u dlouhých dopravníků na stranu žlabu, kde materiál vystupuje ze žlabu, aby šnek materiál táhl. Pokud je šnekový dopravník použit na krátkou vzdálenost, lze pohon umístit na tu stranu žlabu, kde vstupuje materiál do žlabu, a tím je materiál tažen a zároveň i tlačén šnekem [2], [9].

1.4 SPOJENÍ POHONU A VSTUPNÍHO HŘÍDELE

Ke spojení hřídele elektromotoru a vstupního hřídele šneku se používají tři základní druhy spojení – přímé, řetězem a řemenem. Spojení přímé se využívá u dopravníků, které nejsou omezeny prostorem kolem dopravníku. Výhodou je jednoduchost spoje, který je proveden pomocí pružné kotoučové spojky, pro niž je typická jednoduchá konstrukce.

Spojení řetězem se používá tam, kde je kolem dopravníku málo místa a není tedy možné využít spojení přímé. Toto spojení je bez prokluzu, čímž se dosáhne přesných převodových poměrů, dávkování dopravovaného materiálu a rychlosti dopravy materiálu [7], [10].

Spojení řemenem se využívá při dopravě materiálu, u kterého je velké riziko přičení. Prokluzem řemenu se zajistí ochrana hlavních částí dopravníků. Hlavní nevýhoda tohoto spojení jsou i nežádoucí prokluzu, které by mohly zavinit nepřesnost dávkování [7], [10].

1.5 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Při konstrukci zadaného šnekového dopravníku pro přepravu zemědělského zrna bude zvolena plná šnekovnice, která bude navařena na bezešvou ocelovou trubku. Žlab bude konstruován jako otevřený tvaru „U“ a bude uzavřený víkem. Jelikož dopravník není omezený prostorem kolem, bude pohon realizovaný pomocí asynchronního převodového elektromotoru a pružné spojky. Hnací jednotka bude umístěna na straně výstupu materiálu ze žlabu.



Obr. 5 Část modelu navrženého řešení.

2 REŠERŠNÍ ROZBOR ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ A DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Rešeršní část je zaměřená na české výrobce šnekových žlabových dopravníků, dále na jejich konstrukční řešení a technické parametry. Druhá část rešeršního rozboru se zabývá dopravovaným materiálem – zemědělským zrnem. Pro jednotlivé dopravované materiály byly vyhledány materiálové charakteristiky, které jsou důležité pro návrhové výpočty.

2.1 ROMILL, SPOL. S R. O.

Romill je česká společnost, která se zabývá výzkumem a výrobou zařízení pro uskladnění krmiv a průmyslový mikrovlnný ohřev. Jejich žlabové šnekové dopravníky jsou určeny pro dopravu obilovin, osiv, obilných šrotů a krmných směsí. Firma nabízí žlabové šnekové dopravníky podle parametrů, které požaduje zákazník. Z těchto dopravníků byl vybrán jeden (viz tab. 1 níže), který je nejbližše zadaným parametřům, viz Příloha č. 1 – Žlabové dopravníky – Romill.

Dále nabízí různé konstrukční řešení podle přání zákazníka, jako jsou např. větší tloušťky šnekovnice, povrchově zpevněná ocel šnekovnice, širší tloušťka plechu žlabu, zvýšené strany žlabu, podpěry žlabu a různé druhy povlaků – galvanizovaný povrch, bílá potravinářská barva a další vypalované laky v peci [11].



Obr. 6 Šnekový dopravník Romill – DENIS [30].

2.2 STROJMONT CZ A. S.

Firma STROJMONT CZ vyrábí veškeré dopravníky. Dopravníky vyrábí standardní nebo podle individuálních požadavků zákazníka s ohledem na vlastnosti dopravovaného materiálu. Firma nabízí standardně šest šnekových žlabových dopravníků, které jsou řazeny podle výkonu. Z těchto nabízených dopravníků byl vybrán dopravník DŠK 200 s výkonem $12 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při otáčkách šneku $n=100 \text{ min}^{-1}$ [12].

2.3 TAURUS, SPOL. S R. O., CHRUDIM

Tato firma se zaměřuje na výrobu strojů a dodávku kompletních celků pro dopravu krmných směsí a posklizňovou úpravu obilovin. Nabízí širokou škálu žlabových šnekových dopravníků. Podle zadaných technických parametrů je nejbližší žlabový šnekový dopravník typu DŠ130, viz Příloha č. 2 – Taurus šnek – DS100 – 400.



Obr. 7 Šnekový dopravník od firmy Taurus.

2.4 ŠENOVKA, SPOL. S R. O.

Tato firma se zabývá výrobou strojního zařízení pro mlýny. Společnost vyvinula např. nový typ mlecí stolice, automatický dávkovač vody atd. Výrobní program tvoří stroje pro čištění a mletí obilí a dalších sypkých materiálů, strojní zařízení pro míchání a prosévání mouky a také veškeré dopravníky. Firma uvádí u svých šnekových žlabových dopravníků přednosti jako např. nízká spotřeba el. energie, spolehlivý provoz, snadná montáž a údržba, hygienický provoz [14]. Z vyráběných dopravníků byl vybrán typ SD 160, jehož technické parametry jsou nejbližší požadovaným parametrům a jsou uvedeny v tab. 1 níže.

Tab. 1 Šnekové dopravníky od výše zmíněných firem [11], [13], [14].

Typ dopravníku	Objemový dopravní výkon	Otáčky šneku	Instalovaný příkon	Průměr šnekovnice	Maximální délka	Objemová hmotnost
	Q_v [m ³ .h ⁻¹]	n [s ⁻¹]	P_i [kW]	D_s [mm]	L [m]	ρ_v [kg.m ⁻³]
VA 130	13	3,5	Max. 2,2	130	–	750
DŠ 130	9	2,5	0,753	130	15	750
SD 160	14,6	2,6	1,1	160	10	500






2.5 JK MONT, SPOL. S R. O.

Firma zajišťuje montáž, rekonstrukci a modernizaci technologických zařízení pro kafilerie, sila, krmivárny a sušárny. Vyrábí stroje a zařízení pro skladování a dopravu různých materiálů. Zabývá se výrobou téměř všech dopravníků včetně šnekových dopravníků. Šnekové dopravníky vyrábí na zakázku a podle požadavků zákazníka. Uvádí maximální délku do 15 metrů a průměr šnekovnice 100–800 mm [15].

2.6 REŠERŠNÍ ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Univerzálnost šnekových dopravníků je dána možností přepravovat různorodé materiály. Těmito dopravníky lze dopravovat téměř všechny druhy sypkých materiálů – práškovité, zrnité, jemně kusovité, vláknité i mírně vlhké. Nejsou vhodné pro dopravu abrazivních materiálů, protože tím klesá životnost hlavních částí dopravníku. Pro návrh dopravníku, kterým bude dopravováno zemědělské zrn – pšeničné, ječmenné a kukuřičné, byly vyhledány následující materiálové parametry [1].

Tab. 2 Materiálové charakteristiky přepravovaných materiálů [2], [8].

Materiál		Objemová hmotnost ρ_v [kg.m ⁻³]	Globální součinitel w [–]	Součinitel plnění ψ [%]	Otáčky šneku [s ⁻¹]
Ječmen		576–768	1,85–2,5	45	2–4
Kukuřice		400	2,0	45	2–4
Oves		500	2,0	45	2–4
Pšenice		720–768	1,85–2,5	45	2–4
Žito		672–768	1,85–2,5	45	2–4

3 FUNKČNÍ VÝPOČET A URČENÍ HLAVNÍCH ROZMĚRŮ

Cílem funkčního výpočtu je určit technické parametry jako objemový dopravní výkon a rozměry šnekovnice. Výpočty budou provedeny podle [1].

3.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$Q_v = \frac{Q}{\rho_v} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q_v = \frac{7500}{400}$$

$$Q_v = 18,75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Rovnice (1), dle [1], str. 208, kde:

$$Q = 7500 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad \text{dopravní výkon} [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}], \text{ dle zadání}$$

$$\rho_v = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \text{objemová hmotnost} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}], \text{ viz tab. 2 výše, volena objemová hmotnost pro kukuřici, protože má nejnižší hodnotu z výše uvedených}$$

3.2 PRŮMĚR ŠNEKOVNICE

Minimální průměr šnekovnice se odvodí ze vztahu pro objemový dopravní výkon, pro který platí:

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2)$$

Z tohoto vztahu se následně určí průměr šnekovnice D:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18,75}{3600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 3 \cdot 1}}$$

$$D = 0,17 \text{ m}$$

Rovnice (3) odvozená z rovnice (2), dle [1], str. 208, kde:

$Q_V = 18,75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	objemový dopravní výkon [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$s = D$	stoupání šnekovnice [m], je voleno dle [1], str. 208
$\psi = 0,45$	součinitel plnění [–], je voleno dle [1], str. 209, tab. 9.1
$n = 3 \text{ s}^{-1}$	otáčky šneku [s^{-1}], je voleno dle [1], str. 209, tab. 9.1
$c_H = 1$	součinitel sklonu [–], dle [1], str. 209, obr. 9.7, pro vodorovné dopravníky $c_H = 1$

Podle katalogu nabízených šnekovnic od firmy PRECIZ, s.r.o. [16] je volen nejbližší vyšší průměr šnekovnice $D = 180 \text{ mm}$. Materiál šnekovnice je S235JR (11 373). Parametry šnekovnice jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Parametry šnekovnice [16].

Vnější průměr $\varnothing D$ [mm]	Vnitřní průměr $\varnothing d$ [mm]	Stoupání s [mm]	Tloušťka plechu		Hmotnost šnekovnice na 3 metry délky m_{s3} [kg]
			Vnitřní [mm]	Vnější [mm]	
180	48,3	180	3,0	1,5	7,7



Obr. 8 Šnekovnice od firmy PRECIZ, s.r.o. [32].

4 NÁVRH POHONU A SPOJKY

V této kapitole je proveden návrh elektromotoru, převodovky a pojistné spojky.

4.1 POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

Minimální potřebný výkon elektromotoru pro dopravu požadovaného množství materiálu na určenou vzdálenost:

$$P = \frac{Q \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad [\text{W}] \quad (4)$$

$$P = \frac{7500 \cdot 9,81}{3600} \cdot (9 \cdot 2 \pm 0)$$

$$P = 367,875 \text{ W} = 0,37 \text{ kW}$$

Rovnice (4), dle [1], str. 209, kde:

$Q = 7500 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$	dopravní výkon $[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$, dle zadání
$l_v = 9 \text{ m}$	vodorovná dopravní vzdálenost $[\text{m}]$, dle zadání
$w = 2$	globální součinitel $[-]$, viz tab. 2 výše, je volen pro kukuřici
$h = 0 \text{ m}$	dopravní výška $[\text{m}]$, dopravník je horizontální

4.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Podle vypočítaného výkonu je volen motor z katalogového listu výrobce SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. [17] volím elektromotor s označením DRS80S6, viz Příloha č. 3 – Katalogový list R17DRS80S6.

Parametry elektromotoru:

Jmenovitý výkon: $P_M = 0,55 \text{ kW}$

Jmenovité otáčky: $n_M = 915 \text{ min}^{-1} = 15,25 \text{ s}^{-1}$

4.3 VOLBA PŘEVODOVKY

V této kapitole je nejdříve vypočten přibližný převodový poměr, podle kterého bude následně zvolena vhodná převodovka.

$$i = \frac{n_m}{n} \quad [-] \quad (5)$$

$$i = \frac{15,25}{3}$$

$$i = 5,08$$

Rovnice (5), kde:

$$n_M = 15,25 \text{ s}^{-1} \quad \text{jmenovité otáčky motoru } [\text{min}^{-1}], \text{ dle katalogu z [17]}$$

$$n = 3 \text{ s}^{-1} \quad \text{otáčky šneku } [\text{min}^{-1}]$$

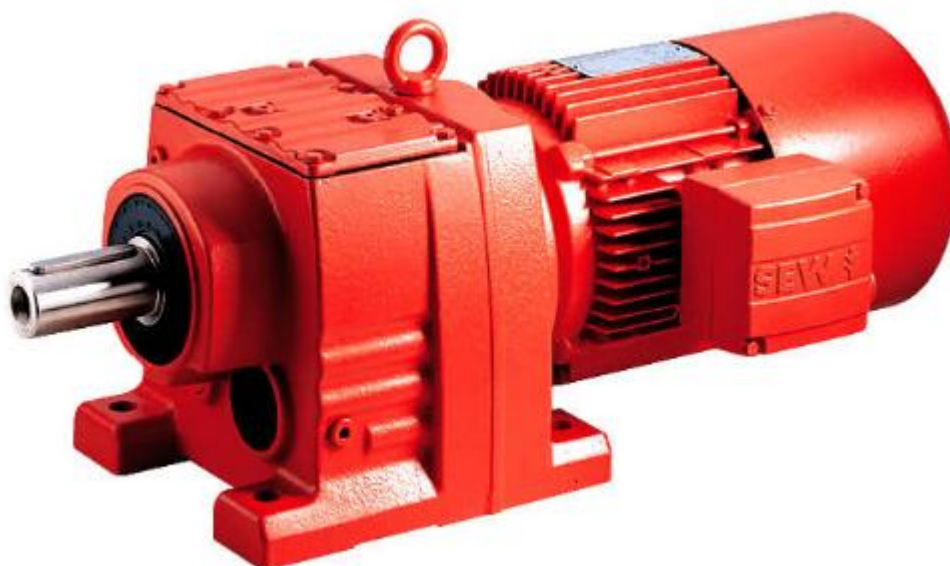
Je volena převodovka z katalogového listu [17] od firmy SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. s označením R17. Tato převodovka se dodává dohromady se zvoleným elektromotorem jako čelní převodový motor s označením R17/DRS80S6, viz Příloha č. 3 – Katalogový list R17DRS80S6.

Parametry převodového motoru z katalogového listu výrobce [17]:

Převodový poměr: $i = 5,07$

Výstupní otáčky: $n_a = 180 \text{ min}^{-1} = 3 \text{ s}^{-1}$

Točivý moment: $M_t = 29 \text{ N.m}$



Obr. 9 Čelní převodový motor SEW-EURODRIVE [33].

4.4 VOLBA POJISTNÉ SPOJKY

Točivý moment z výstupního hřídele převodového motoru na vstupní hřídel šneku bude přenášén pomocí pružné spojky od společnosti HPC Europe. Tato spojka zaručí klidný a plynulý chod a tlumí nerovnoměrný průběh otáček, viz Příloha č. 4 – HPC_PNA.

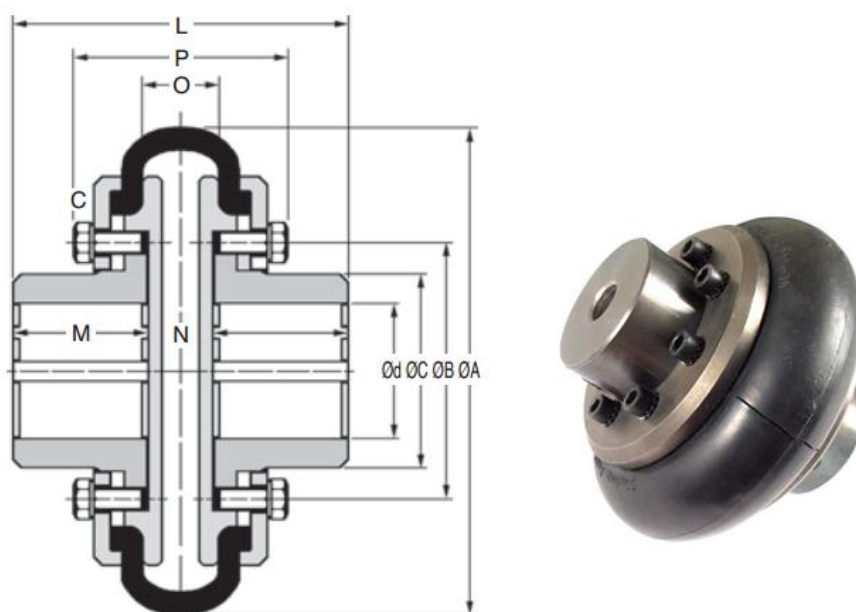
Parametry spojky [18]:

Jmenovitý točivý moment: $M_{t1} = 100 \text{ N.m}$

Točivý moment, při kterém dojde k prokluzu: $M_{t2} = 300 \text{ N.m}$

Tab. 4 Rozměry spojky [18].

Typ	ØA [mm]	ØC [mm]	Ød [mm]	L [mm]	M [mm]
PNA6 – 206R 20/20	136	55	20	110	45



Obr. 10 Pružná spojka PERIFLEX HPC – PNA6 – 206R 20/20 [18].

4.4.1 BEZPEČNOST SPOJKY

$$k_s = \frac{M_{t2}}{M_t} \quad [-] \quad (6)$$

$$k_s = \frac{300}{29}$$

$$k_s = 10,35$$

Rovnice (6), kde:

$M_{t2} = 300 \text{ N.m}$ točivý moment, při kterém dojde k prokluzu spojky [N.m], z [18]

$M_t = 29 \text{ N.m}$ točivý moment na výstupu z převodovky [N.m]

Vypočtená bezpečnost spojky je vyhovující.

5 KONTROLA OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Je třeba provést výpočet skutečného objemového dopravního výkonu, protože se průměr šnekovnice $D = 0,18$ m zvolený z katalogu liší od průměru, který byl vypočítán ve vztahu (2). Následně bude porovnán skutečný objemový dopravní výkon se zadaným.

5.1 SKUTEČNÝ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$Q_{Vskut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (7)$$

$$Q_{Vskut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,18 \cdot 0,45 \cdot 3 \cdot 1$$

$$Q_{Vskut} = 22,26 \text{ m}^3 \cdot h^{-1}$$

Rovnice (7), dle [1], str. 208, kde:

$D = 0,18$ m	průměr šnekovnice [m], dle [16].
$s = D$	stoupání šnekovnice [m], je voleno dle [1], str. 208
$\psi = 0,45$	součinitel plnění [–], je voleno dle [1], str. 209, tab. 9.1
$n = 3 \text{ s}^{-1}$	otáčky šneku [s^{-1}], je voleno dle [1], str. 209, tab. 9.1, teoretické otáčky mají stejnou hodnotu jako výstupní otáčky z převodovky
$c_H = 1$	součinitel sklonu [–], dle [1], str. 209, obr. 9.7, pro vodorovné dopravníky $c_H = 1$

5.2 ROZDÍL ZADANÉHO A SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$\Delta Q_V = \frac{Q_{Vskut} - Q_V}{Q_V} \quad [\%] \quad (8)$$

$$\Delta Q_V = \frac{22,26 - 18,75}{18,75}$$

$$\Delta Q_V = 0,1872 \rightarrow 18,72\%$$

Rovnice (8), dle [1], str. 208, kde:

$$Q_{Vskut} = 22,26 \text{ m}^3 \cdot h^{-1} \quad \text{skutečné dopravované množství materiálu [m}^3 \cdot h^{-1}\text{], z rovnice (7)}$$

$$Q_V = 18,75 \text{ m}^3 \cdot h^{-1} \quad \text{objemový dopravní výkon [m}^3 \cdot h^{-1}\text{], z rovnice (1)}$$

Zadaný dopravní výkon $Q = 7500 \text{ kg} \cdot h^{-1}$ je splněn. Skutečný dopravní výkon je o 18,72 % vyšší, protože se liší výpočtové a skutečné parametry dopravníku a motoru. Na tuto hodnotu má největší vliv katalogový průměr šnekovnice, protože je vybrán nejbližší vyšší.

6 HMOTNOST ŠNEKU

Pro výpočet uložení šneku v ložiscích je třeba znát jeho celkovou hmotnost. Celková hmotnost šneku je určena z hmotnosti šnekovnice, bezešvé trubky, spojovacích hřídelí a spojovacích čepů.

6.1 HMOTNOST ŠNEKOVNICE

$$m_s = l_s \cdot \frac{m_{s3m}}{3} \quad [\text{kg}] \quad (9)$$

$$m_s = 9 \cdot \frac{7,7}{3}$$

$$m_s = 23,1 \text{ kg}$$

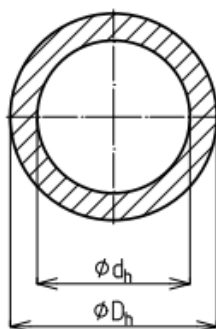
Rovnice (9), kde:

$l_s = 9 \text{ m}$ délka šnekovnice na hřídeli [m]

$m_{s3m} = 7,7 \text{ kg}$ hmotnost šnekovnice na 3 m délky [kg], viz Tab. 3

6.2 HMOTNOST BEZEŠVÉ TRUBKY

Pro hřídel šneku je volena bezešvá hladká trubka z katalogu firmy FERONA [19], která je označena TR 48,3 x 6,3 z materiálu S235JR.



Obr. 11 Průřez trubkou.

PARAMETRY BEZEŠVÉ TRUBKY [19]:

Vnější průměr: $D_h = 48,3 \text{ mm}$

Tloušťka stěny: $t_h = 6,3 \text{ mm}$

Vnitřní průměr: $d_h = 35,7 \text{ mm}$

Hmotnost jednoho metru trubky, dle výrobce [19]: $m_t = 6,53 \text{ kg}$

CELKOVÁ HMOTNOST BEZEŠVÉ TRUBKY

$$m_H = m_t \cdot l_{\text{Hcelkem}} \quad [\text{kg}] \quad (10)$$

$$m_H = 6,53 \cdot 9$$

$$m_H = 58,77 \text{ kg}$$

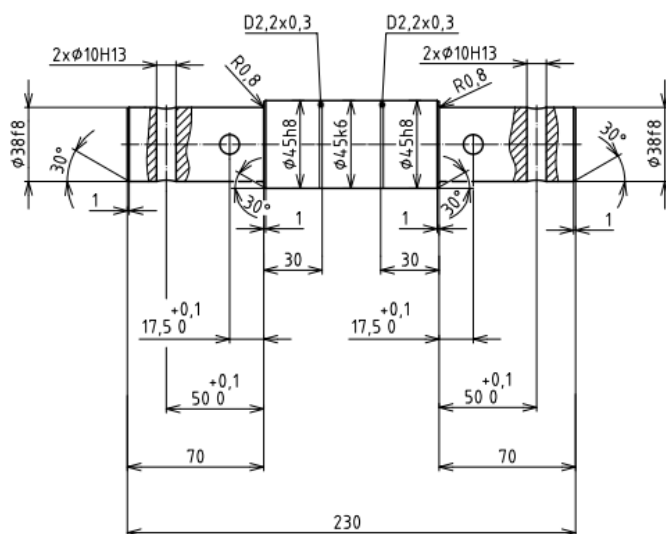
Rovnice (10), kde:

$$l_{\text{Hcelkem}} = 9 \text{ m} \quad \text{celková délka hřídele šneku [m]}$$

$$m_t = 6,53 \text{ kg} \quad \text{hmotnost trubky na jeden metr délky [kg], dle [19]}$$

6.3 HMOTNOST SPOJOVACÍHO HŘÍDELE

Spojovací hřídele slouží ke spojení jednotlivých šneků a k jeho uložení. Jelikož mají vstupní, koncový a spojovací hřídel téměř totožnou velikost a hmotnost, bude výpočet prováděn pro spojovací hřídel, který má největší hmotnost. Následně bude tato hmotnost uvažována u všech hřídelů, tímto krokem dojde ke zjednodušení výpočtu.



Obr. 12 Hrubý výkres spojovacího hřídele.

OBJEM SPOJOVACÍHO HŘÍDELE:

Při výpočtu jsou zanedbány vyvrtané díry v hřídeli.

$$V_{\text{SH}} = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 0,07 + \frac{\pi \cdot 0,045^2}{4} \cdot 0,09 + \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 0,07 \quad [\text{m}^3] \quad (11)$$

$$V_{\text{SH}} = 0,000301 \text{ m}^3$$

HMOTNOST SPOJOVACÍHO HŘÍDELE:

$$m_{SH} = V_{SH} \cdot \rho_O \quad [\text{kg}] \quad (12)$$

$$m_{SH} = 0,000301 \cdot 7850$$

$$m_{SH} = 2,36 \text{ kg}$$

Rovnice (12), kde:

$$\rho_O = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \text{hustota oceli } [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

6.4 CELKOVÁ HMOTNOST ŠNEKU

Šnekový hřídel je složen ze tří bezešvých trubek, tří šnekovnic a čtyř spojovacích hřídelů. K této hmotnosti je přičteno 10 kg, do kterých patří další spojovací prvky, jako jsou sváry mezi trubkou a šnekovnicí a také pojistné čepy.

$$m_c = m_H + m_{\text{š}} + 4 \cdot m_{SH} + 10 \quad [\text{kg}] \quad (13)$$

$$m_c = 58,77 + 23,1 + 4 \cdot 2,36 + 10$$

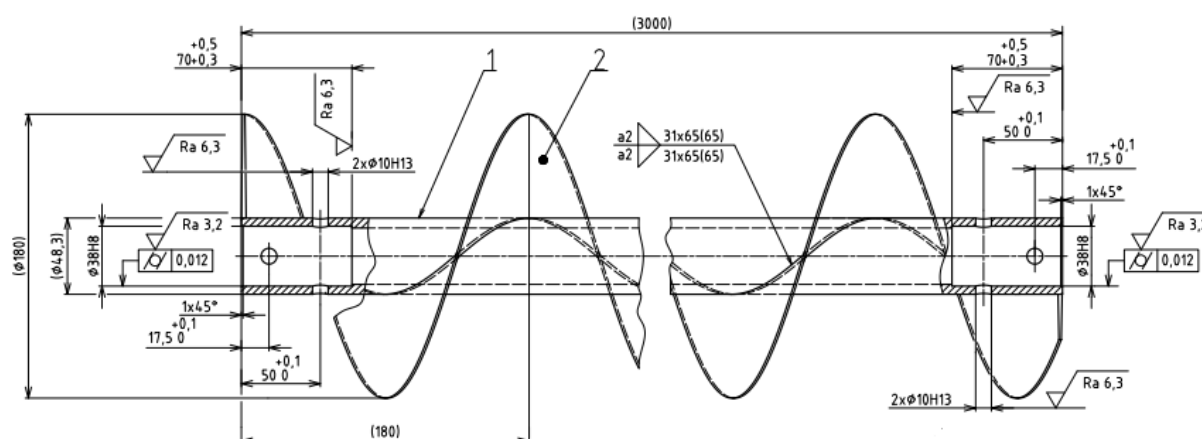
$$m_c = 101,32 \text{ kg}$$

Rovnice (13), kde:

$$m_{\text{š}} = 21,1 \text{ kg} \quad \text{hmotnost šnekovnice } [\text{kg}], \text{ z rovnice (9)}$$

$$m_H = 58,77 \text{ kg} \quad \text{hmotnost hřídele šneku } [\text{kg}], \text{ z rovnice (10)}$$

$$m_{SH} = 2,36 \text{ kg} \quad \text{hmotnost spojovacího hřídele } [\text{kg}], \text{ z rovnice (12)}$$



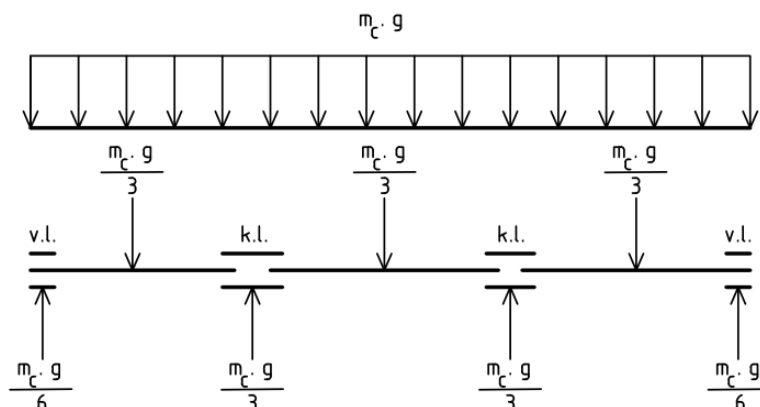
Obr. 13 Hrubý výkres jednoho dílu šneku.

7 ULOŽENÍ ŠNEKU

Pro zjednodušený výpočet radiálních sil bude uvažováno rovnoměrné rozložení hmotnosti šneku ve všech ložiscích.

7.1 RADIÁLNÍ SÍLA

Radiální síla je vyvolána od celkové hmotnosti šneku, který je rozdělený na tři stejně dlouhé úseky. Tyto úseky jsou rozděleny jednotlivými uloženími šneku. Reakce v ložiscích pak představují jejich radiální zatížení.



Obr. 14 Schéma rozložení radiální síly od hmotnosti šneku.

$$F_r = \frac{m_c \cdot g}{i_l} \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$F_r = \frac{101,32 \cdot 9,81}{3}$$

$$F_r = 331,3 \text{ N}$$

Podle (obr. 14) pak:

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ KLUZNÝCH LOŽISEK

$$F_{Rk} = \frac{m_c \cdot g}{3} = 331,3 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (15)$$

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ VALIVÝCH LOŽISEK

$$F_{Rv} = \frac{m_c \cdot g}{6} = 165,7 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

Rovnice (14, 15, 16), kde:

$$m_c = 101,32 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$$

$$i_l = 3$$

celková hmotnost šneku [kg], z rovnice (13)

tíhové zrychlení [m.s⁻²]

počet úseků, na které je rozdělen šnek

7.2 AXIÁLNÍ SÍLA

Axiální síla vzniká při rotaci šneku od pohybujícího se materiálu. Tato síla je zachycená soudečkovým ložiskem, které je umístěno u pohonu.

ÚČINNÝ POLOMĚR ŠNEKOVNICE

$$R = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad [\text{m}] \quad (17)$$

$$R = 0,35 \cdot 0,18$$

$$R = 0,063 \text{ m}$$

Rovnice (17), dle [1], str. 210, kde:

$$D = 0,18 \text{ m} \quad \text{vnější průměr šnekovnice [m]}$$

ÚHEL STOUPÁNÍ ŠNEKOVNICE

$$\beta = \arctg\left(\frac{s}{\pi \cdot D}\right) \quad [^\circ] \quad (18)$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{0,18}{\pi \cdot 0,18}\right)$$

$$\beta = 17,66^\circ$$

Rovnice (18), dle [1], str. 210, kde:

$$s = D = 0,18 \text{ m} \quad \text{rozteč šnekovnice [m]}$$

$$D = 0,18 \text{ m} \quad \text{vnější průměr šnekovnice [m]}$$

TŘECÍ ÚHEL MEZI MATERIÁLEM A ŠNEKEM

$$\varphi = \arctg(f) \quad [^\circ] \quad (19)$$

$$\varphi = \arctg(0,4)$$

$$\varphi = 21,8^\circ$$

Rovnice (19), kde:

$$f = 0,4 \quad \text{součinitel tření mezi materiálem a šnekem [-], dle [20], str. 12, tab. 8, pro zrno je tato hodnota stejná, viz Příloha č. 5 – Volba součinitele tření.}$$

AXIÁLNÍ SÍLA OD POHYBUJÍCÍHO SE MATERIÁLU

$$F_A = \frac{M_t}{R \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_A = \frac{29}{0,063 \cdot \operatorname{tg}(17,66 + 21,8)}$$

$$F_A = 559,21 \text{ N}$$

Rovnice (20), dle [1], str. 210, kde:

$M_t = 29 \text{ N.m}$ točivý moment na hřídeli šneku [N.m], z katalogu [17]

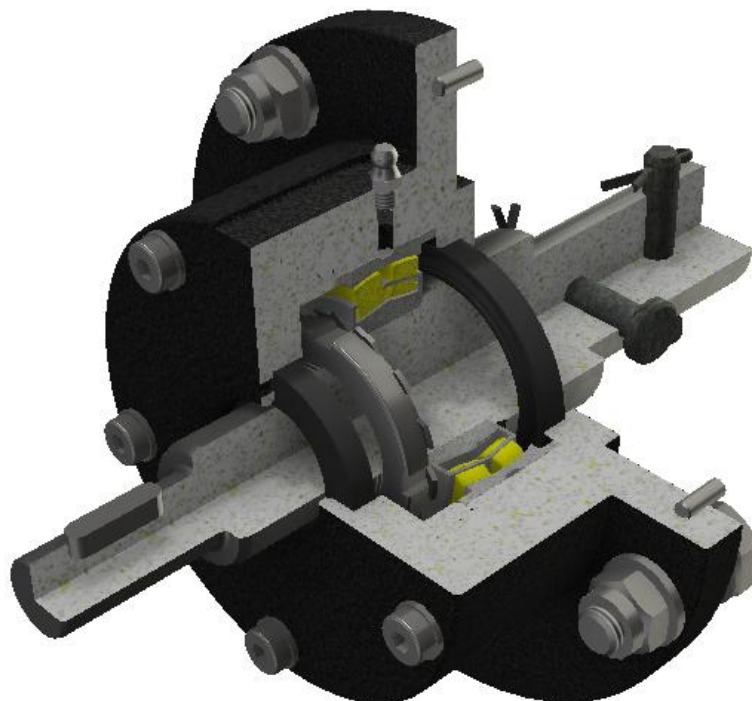
$R = 0,063 \text{ m}$ účinný poloměr šnekovnice [m], z rovnice (17)

$\beta = 17,66^\circ$ úhel stoupání šnekovnice [°], z rovnice (18)

$\varphi = 21,8^\circ$ třecí úhel mezi materiálem a šnekem [°], z rovnice (19)

7.3 LOŽISKO U POHONU

Ložisko na straně pohonu musí zachytit radiální i axiální sílu. Z tohoto důvodu je voleno dvouřadé soudečkové ložisko SKF 22209 E o vnitřním průměru 45 mm [21]. Ložisko je uloženo v ložiskové přírubě a z obou stran je utěsněno hřídelovými těsníci kroužky, aby nedocházelo ke znečištění dopravovaného materiálu, kterým je zemědělské zrno. Ložisko je mazáno shora plastickým mazivem pomocí tlakové maznice a je zajištěno proti axiálnímu pohybu. Hřídel je z materiálu E295 (11 500.0).



Obr. 15 Vstupní příruba a uložení dvouřadého soudečkového ložiska.

Parametry [21] a zatížení ložiska:

$$C = 104 \text{ kN} \quad F_A = 559,502 \text{ N} = 0,56 \text{ kN}$$

$$e = 0,26 \quad F_{Rv} = 165,7 \text{ N} = 0,166 \text{ kN}$$

$$Y_2 = 3,9 \quad n_a = 180 \text{ min}^{-1}$$

POMĚR AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SÍLY:

$$\frac{F_A}{F_{Rv}} = \frac{0,56}{0,166} = 3,374 > e \quad [-] \quad (21)$$

Rovnice (21), dle [4], str. 619, kde:

$F_A = 0,56 \text{ kN}$ axiální síla od pohybujícího se materiálu [N], z rovnice (20)

$F_{Rv} = 0,166 \text{ kN}$ radiální zatížení valivého ložiska [N], z rovnice (16)

DYNAMICKÉ EKVIVALENTNĚ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_1 = X_1 \cdot F_{Rv} + Y_2 \cdot F_A \quad [\text{kN}] \quad (22)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot 0,166 + 3,9 \cdot 0,56$$

$$P_1 = 2,3 \text{ kN}$$

Rovnice (22), dle [4], str. 619, kde:

$X_1 = 0,67$ koeficient radiálního dynamického zatížení [-], dle [5], tab. 8, str. 511

$F_{Rv} = 0,166 \text{ kN}$ radiální zatížení valivého ložiska [N], z rovnice (16)

$F_A = 0,56 \text{ kN}$ axiální síla od pohybujícího se materiálu [N], z rovnice (20)

$Y_2 = 3,9$ koeficient axiálního dynamického zatížení [-], dle [21]

TRVANLIVOST LOŽISKA U POHONU

$$L_{hl} = \left(\frac{C}{P_1} \right)^a \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2} \right) \quad [\text{h}] \quad (23)$$

$$L_{hl} = \left(\frac{104}{2,3} \right)^{3,3} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 180} \right)$$

$$L_{hl} = 2,69 \cdot 10^7 \text{ h}$$

Ložisko svojí trvanlivostí vyhovuje. Z dlouhodobého hlediska bude trvanlivost nižší než vypočtená – z důvodů dynamických rázů, které trvanlivost snižují.

Rovnice (21), dle [4], str. 626, kde:

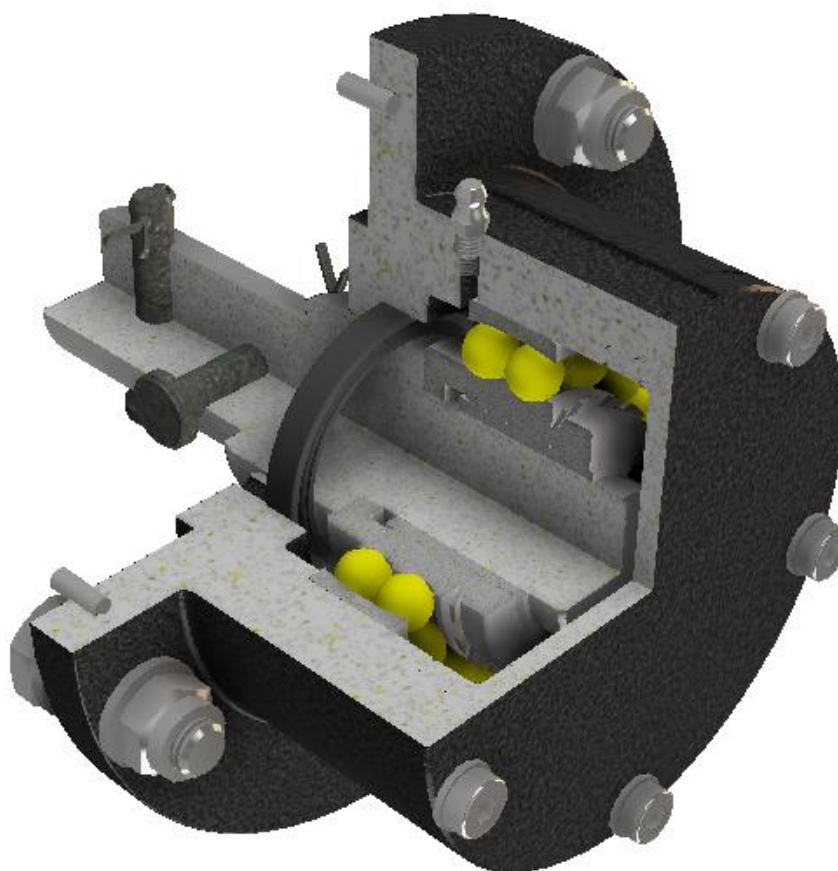
$C = 104 \text{ kN}$	základní dynamická únosnost [kN], dle [21]
$P_1 = 2,34 \text{ kN}$	dynamické ekvivalentně radiální zatížení [kN], z rovnice (22)
$a = 3,33$	mocnitel pro vstupní ložisko [–], z [5], str. 511
$n_2 = 180 \text{ min}^{-1}$	výstupní otáčky převodovky [min^{-1}], dle [17]

7.4 KONCOVÉ LOŽISKO

Koncové ložisko zachycuje pouze radiální sílu, je tedy axiálně volné. Je voleno dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko s označením 1308 ETKN9 s upínacím pouzdrem H 308 pro průměr hřídele 35 mm [22]. Ložisko je uloženo v koncové přírubě, která je utěsněna hřídelovým těsnícím kroužkem, aby nedocházelo k znečištění dopravovaného materiálu plastickým mazivem. Ložisko je mazáno plastickým mazivem pomocí tlakové maznice. Hřídel je z materiálu E295 (11 500.0).

Parametry [22] a zatížení ložiska:

$C = 33,8 \text{ kN}$	$F_{Rv} = 165,7 \text{ N} = 0,166 \text{ kN}$	$n_a = 180 \text{ min}^{-1}$
-----------------------	---	------------------------------



Obr. 16 Koncová příruba a uložení dvouřadého naklápěcího kuličkového ložiska.

DYNAMICKÉ EKVIVALENTNĚ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_2 = X_2 \cdot F_{Rv} \quad [\text{kN}] \quad (24)$$

$$P_2 = 1 \cdot 0,166$$

$$P_2 = 0,166 \text{ kN}$$

Rovnice (24), dle [4], str. 619, kde:

$X_2 = 1$ koeficient radiálního dynamického zatížení [–], dle [5], tab. 3, str. 507

$F_{Rv} = 0,166 \text{ kN}$ radiální zatížení valivého ložiska [N], z rovnice (16)

TRVANLIVOST KONCOVÉHO LOŽISKA

$$L_{h2} = \left(\frac{C}{P_2} \right)^a \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2} \right) \quad [\text{h}] \quad (25)$$

$$L_{h2} = \left(\frac{33,8}{0,233} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 180} \right)$$

$$L_{h2} = 2,8 \cdot 10^8 \text{ h}$$

Ložisko svojí trvanlivostí vyhovuje. Z dlouhodobého hlediska bude trvanlivost nižší než vypočtená – z důvodů dynamických rázů, které trvanlivost snižují.

Rovnice (25), dle [4], str. 626, kde:

$C = 33,8 \text{ kN}$ základní dynamická únosnost [kN], dle [22]

$P_2 = 0,233 \text{ kN}$ dynamické ekvivalentně radiální zatížení [kN], z rovnice (24)

7.5 KLUZNÉ LOŽISKO

Jelikož je zadaná dopravovaná vzdálenost 9 metrů, je třeba rozdělit šnek na více částí. Šnek je rozdělen na 3 části po 3 metrech. Kvůli tomuto rozdělení budou muset být použita dvě kluzná ložiska, která budou umístěna na spojovacích hřídelích. Pro toto uložení budou volena kluzná ložiska SKF s označením PCM 455030 M [23]. Tato ložiska jsou vyrobena z třívrstvého kompozitu se zásobníky maziva v kluzné vrstvě. Jsou odolná vůči nečistotám a prachu. Protože by mohlo dojít k znečištění dopravovaného materiálu plastickým mazivem, budou ložiska utěsněna hřídelovými těsnícími kroužky. Tato ložiska vyžadují mazání na počátku a dále jsou už téměř bezúdržbová. Rozměry ložiska jsou 45x50x30. Spojovací hřídel je z materiálu E295.

KONTROLA LOŽISKA NA OTLAČENÍ

$$p_{kl} = \frac{F_{Rk}}{l_{kl} \cdot d_{kl}} \quad [\text{MPa}] \quad (26)$$

$$p_{kl} = \frac{331,3}{30 \cdot 45}$$

$$p_{kl} = 0,25 \text{ MPa}$$

Rovnice (26), dle [4], str. 690, kde:

$F_{Rk} = 331,3 \text{ N}$ radiální zatížení kluzného ložiska [N], z rovnice (15)

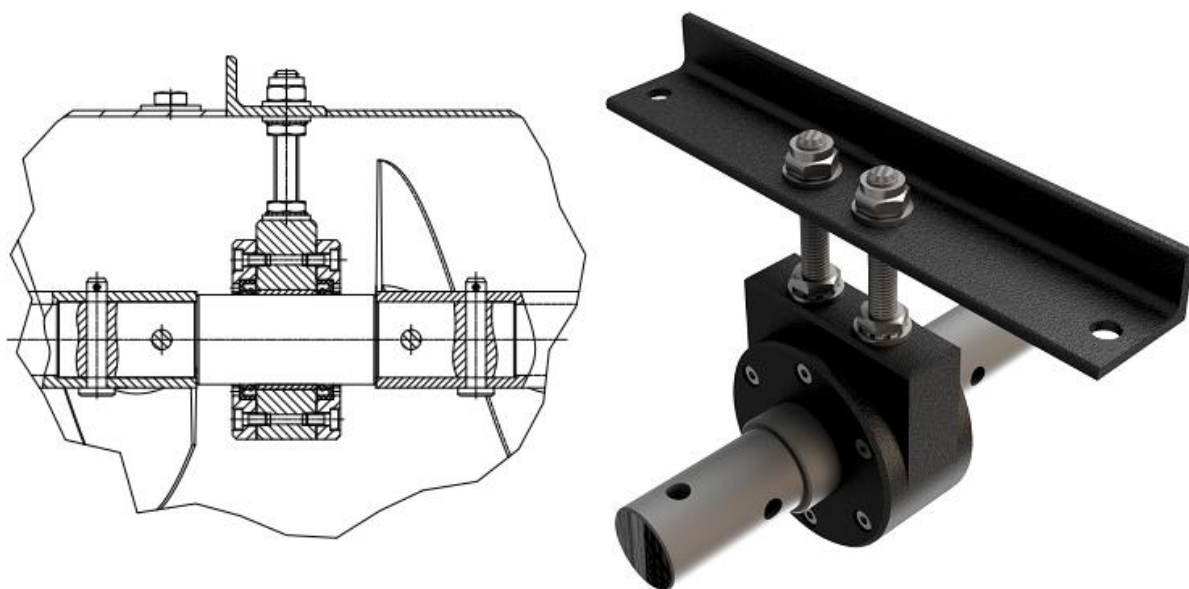
$l_{kl} = 30 \text{ mm}$ délka kluzného ložiska [mm], dle [23]

$d_{kl} = 45 \text{ mm}$ vnitřní průměr kluzného ložiska [mm], dle [23]

Podle [24], je maximální dovolený tlak na ložisko $p_d = 15 \text{ MPa}$.

$$p_{kl} < p_d$$

$0,25 \text{ MPa} < 15 \text{ MPa} \rightarrow \text{Ložisko vyhovuje.}$



Obr. 17 Kluzné ložisko a jeho uložení v ložiskovém domku.

8 PEVNOSTNÍ KONTROLA

V této kapitole je provedena pevnostní kontrola částí šnekového dopravníku.

8.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE ŠNEKU

Šnek je namáhán ohybem a krutem. Hřídel bude kontrolován na vzniklé kombinované namáhání a následně bude vypočteno redukované namáhání podle podmínky HMM.

8.1.1 OHYB

VLASTNÍ TÍHA ŠNEKU

$$F_{gš} = \left[(l_{1šH} \cdot m_t) + m_{š3m} \right] \cdot g \quad [N] \quad (27)$$

$$F_{gš} = \left[(3 \cdot 6,53) + 7,7 \right] \cdot 9,81$$

$$F_{gš} = 267,7 \text{ N}$$

Rovnice (27), kde:

$l_{1šH} = 3 \text{ m}$ délka jedné části šneku [m]

$m_t = 6,53 \text{ kg}$ hmotnost 1 m trubky [kg]

$m_{š3m} = 7,7 \text{ kg}$ hmotnost jednoho dílu šnekovnice [kg], dle [19]

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_o = \frac{F_{gš}}{2} \cdot \frac{l_{1šh}}{2} \quad [N.m] \quad (28)$$

$$M_o = \frac{267,7}{2} \cdot \frac{3}{2}$$

$$M_o = 200,78 \text{ N.m}$$

Rovnice (28), dle [5], str. 45, kde:

$F_{gš} = 267,7 \text{ N}$ vlastní tíha šneku [N], z rovnice (27)

$l_{1šH} = 3 \text{ m}$ délka jedné části šneku [m]

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_H^4 - d_H^4}{D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (29)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{48,3^4 - 35,7^4}{48,3}$$

$$W_o = 7760,6 \text{ mm}^3$$

Rovnice (29), dle [5], str. 40, kde:

$D_H = 48,3 \text{ mm}$ velký průměr hřídele [mm], z [19]

$d_H = 35,7 \text{ mm}$ malý průměr hřídele [mm], z [19]

OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\sigma_o = \frac{207,78 \cdot 10^3}{7760,6}$$

$$\sigma_o = 26,77 \text{ MPa}$$

Rovnice (30), kde:

$M_o = 200,78 \cdot 10^3 \text{ N.mm}$ ohybový moment [N.mm], z rovnice (28)

$W_o = 7760,6 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu [mm³], z rovnice (29)

8.1.2 KRUT**MODUL PRŮŘEZU V KRUTU**

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_H^4 - d_H^4}{D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (31)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{48,3^4 - 35,7^4}{48,3}$$

$$W_k = 15521,17 \text{ mm}^3$$

Rovnice (31), dle [5], str. 40, kde:

$D_H = 48,3 \text{ mm}$ velký průměr hřídele [mm], z [19]

$d_H = 35,7 \text{ mm}$ malý průměr hřídele [mm], z [19]

NAPĚTÍ V KRUTU

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$\tau_K = \frac{29000}{15521,17}$$

$$\tau_K = 1,9 \text{ MPa}$$

Rovnice (32), kde:

$$M_K = 29000 \text{ N.mm}$$

krouticí moment [N.mm], z [17]

$$W_K = 15521,17 \text{ mm}^3$$

modul průřezu v krutu [mm³], z rovnice (29)

8.1.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE PODMÍNKY HMH

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad [\text{MPa}] \quad (33)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{26,773^2 + 3 \cdot 1,9^2}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = 26,98 \text{ MPa}$$

Rovnice (33), kde:

$$\sigma_O = 26,77 \text{ MPa}$$

ohybové napětí působící na hřídel [MPa], z rovnice (30)

$$\tau_K = 1,9 \text{ MPa}$$

napětí v krutu působící na hřídel [MPa], z rovnice (32)

8.1.4 BEZPEČNOST HŘÍDELE

$$k_h = \frac{Re}{\sigma_{\text{RED}}} \quad [-] \quad (34)$$

$$k_h = \frac{235}{26,98}$$

$$k_h = 8,7$$

Hřídel svojí bezpečností vyhovuje.

Rovnice (34), kde:

$$Re = 235 \text{ MPa}$$

mez kluzu pro materiál S235JR (11 353) [MPa], dle [4], str. 1128

$$\sigma_{\text{RED}} = 26,98 \text{ MPa}$$

redukované napětí na hřídel [MPa], z rovnice (33)

8.2 KONTROLA MAXIMÁLNÍHO PRŮHYBU HŘÍDELE

OSOÝ KVADRATICKÝ MOMENT HŘÍDELE ŠNEKU

$$I_{xš} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_H^4 - d_H^4) \quad [\text{mm}^4] \quad (35)$$

$$I_{xš} = \frac{\pi}{64} \cdot (48,3^4 - 35,7^4)$$

$$I_{xš} = 187418,14 \text{ mm}^4$$

Rovnice (35), dle [5], str. 40, kde:

$D_H = 48,3 \text{ mm}$ velký průměr hřídele [mm], z [19]

$d_H = 35,7 \text{ mm}$ malý průměr hřídele [mm], z [19]

TEORETICKÝ PRŮHYB HŘÍDELE

$$y_{\max} = \frac{F_{gš} \cdot l_{1šH}^3}{48 \cdot E \cdot I_{xš}} \quad [\text{mm}] \quad (36)$$

$$y_{\max} = \frac{267,7 \cdot 3000^3}{48 \cdot 210000 \cdot 187418,14}$$

$$y_{\max} = 3,83 \text{ mm}$$

Skutečný průhyb šneku bude menší než vypočítaný, protože byl využit zjednodušený model výpočtu, kdy se počítalo pouze s trubkou a zanedbala se šnekovnice, která šnekový hřídel vyztuží.

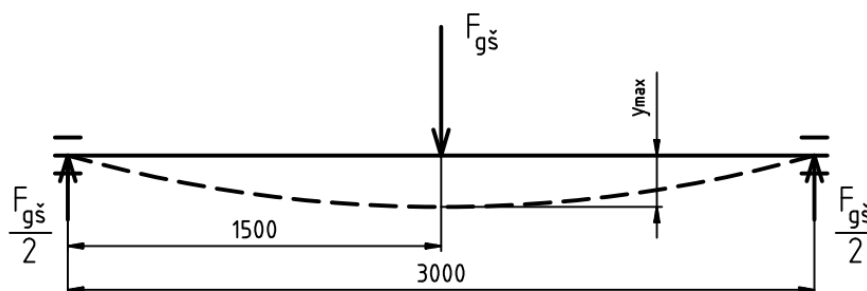
Rovnice (36), dle [5], str. 45, kde:

$F_{gš} = 267,7 \text{ N}$ vlastní tíha šneku [N], z rovnice (27)

$l_{1šH} = 3000 \text{ mm}$ délka jednoho šnekového hřídele [mm]

$E = 210000 \text{ MPa}$ modul pružnosti v tahu pro ocel [MPa], dle [5], str. 35

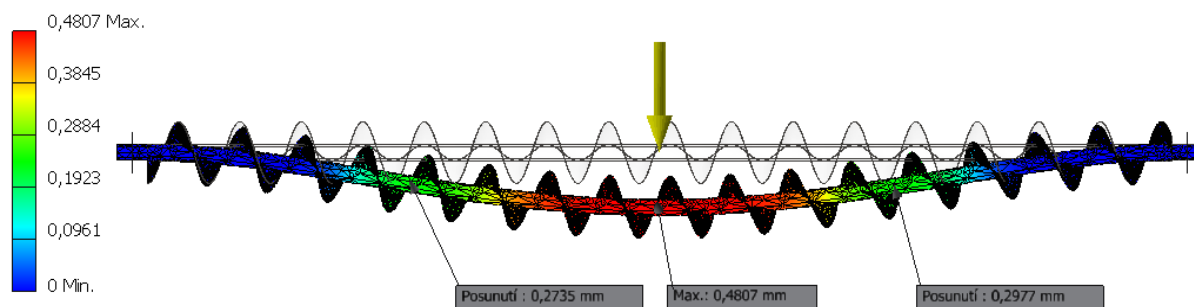
$I_{xš} = 187\,418,1 \text{ mm}^4$ osový kvadratický moment hřídele šneku [mm⁴], z rovnice (33)



Obr. 18 Maximální teoretický průhyb šnekového hřídele.

PRŮHYB ŠNEKU URČEN NUMERICKOU METODOU

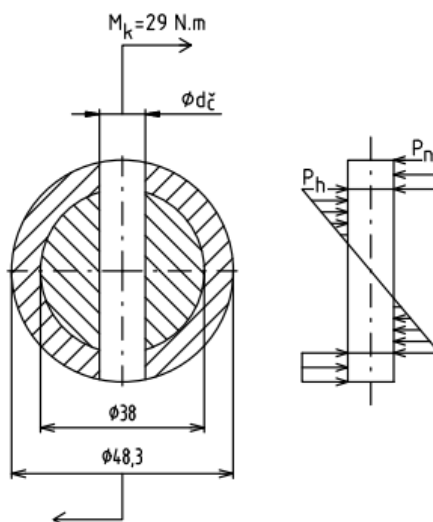
Pomocí programu Inventor – Pevnostní analýza byl zjištěn průhyb šneku numerickou metodou. Průhyb je spočítán pro vlastní tíhu šneku. Maximální průhyb je 0,48 mm a je uprostřed šneku, viz obr. 19. Pro jednodušší numerický výpočet a tvorbu sítě je šnek vymodelován bez svárů. Dále jsou k němu vymodelovány spojovací hřídele, na kterých jsou umístěna ložiska. Tyto ložiska jsou nahrazeny v simulaci pevnou vazbou.



Obr. 19 Numerická simulace průhybu šneku. Rozsah stupnice: 0 – 0,48 mm. Maximální hodnota průhybu: 0,48 mm. Měřítko deformace: 500:1.

8.3 KONTROLA SPOJENÍ ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE S ČEPY

Jednotlivé části šnekového hřídele budou spojeny spojovacími čepy s hlavou. Budou použity dva spojovací čepy, které budou vzájemně pootočené o 90°. Návrh a kontrola bude provedena na smyk a otláčení.



Obr. 20 Průběh tlaku v otvoru pro spojovací čepy.

VOLBA PRŮMĚRU ČEPU

$$d_{\check{c}} = (0,2 \div 0,3) \cdot d_{H\check{C}} \quad [\text{mm}] \quad (37)$$

$$d_{\check{c}} = (0,2 \div 0,3) \cdot 38$$

$$d_{\check{c}} = 7,6 \div 11,4 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } d_{\check{c}} = 10 \text{ mm}$$

Rovnice (37), dle [5], str. 73, kde:

$d_{H\check{C}} = 38\text{mm}$ průměr spojovacího hřídele v místě pro umístění pojistného čepu [mm]

Dle [5], str. 449, je volen ČEP 10 x 55 B ISO 2341 – St. (1.0715), ČSN norma: 11 109

Pro zajištění čepu proti uvolnění bude použita závlačka 3,2 x 20 ISO 1234 St (1.0715), ČSN norma: 11 109, dle [5], str. 445.

8.3.1 KONTROLA ČEPU NA SMYKOVÉ NAMÁHÁNÍ

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{\check{C}}^2 \cdot d_{H\check{C}} \cdot i_{\check{C}1}} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 29000}{\pi \cdot 10^2 \cdot 38 \cdot 2}$$

$$\tau_s = 4,9 \text{ MPa}$$

Rovnice (38), dle [6], str. 70, kde:

$$M_k = 29000 \text{ N.mm}$$

krouticí moment na hřídeli šneku [N.mm], dle [17]

$$d_{\check{C}} = 10 \text{ mm}$$

průměr čepu [mm], z rovnice (37)

$$d_{H\check{C}} = 38 \text{ mm}$$

průměr hřídele v místě pro umístění pojistného čepu [mm]

$$i_{\check{C}1} = 2$$

počet aktivních průřezů pojistného čepu [–]

DOVOLENÉ NAPĚTÍ VE SMYKU PRO ČEP

Podle [5], str. 54 je dovolené smykové napětí pro pojistný čep z automatové oceli St (1.0715)

$$\tau_{DS} = 65 \text{ MPa}$$

$$\tau_s < \tau_{DS} \quad 4,9 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{Pojistný čep vyhovuje.}$$

8.3.2 TLAK V HŘÍDELI

Podle obr. 20:

$$p_h = \frac{6 \cdot M_k}{d_{H\check{C}}^2 \cdot d_{\check{C}} \cdot i_{P\check{C}}} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$p_h = \frac{6 \cdot 29000}{38^2 \cdot 10 \cdot 2}$$

$$p_h = 6,03 \text{ MPa}$$

Rovnice (39), z [6], str. 70, kde:

$M_k = 29000 \text{ N.mm}$	krouticí moment na hřídeli šneku [N.mm], dle [17]
$d_{\check{c}} = 10 \text{ mm}$	průměr čepu [mm], z rovnice (37)
$d_{H\check{c}} = 38 \text{ mm}$	průměr hřídele v místě pro umístění pojistného čepu [mm]
$i_{P\check{c}} = 2$	počet pojistných čepů [–]

DOVOLENÝ TLAK NA HŘÍDEL

Dovolený tlak na hřídel z materiálu E295 (11 500) je $p_d = 90 \text{ MPa}$, dle [5], str. 54.

$$p_h < p_d$$

$$6,03 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

8.3.3 TLAK V NÁBOJI

Podle obr. 20:

$$p_n = \frac{4 \cdot M_k}{(D_H^2 - d_{H\check{c}}^2) \cdot d_{\check{c}} \cdot i_{P\check{c}}} \quad [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$p_n = \frac{4 \cdot 29\,000}{(48,3^2 - 38^2) \cdot 10 \cdot 2}$$

$$p_n = 6,53 \text{ MPa}$$

Rovnice (40), z [6], str. 70, kde:

$M_k = 29000 \text{ N.mm}$	krouticí moment na hřídeli šneku [N.mm], dle [17]
$d_{\check{c}} = 10 \text{ mm}$	průměr čepu [mm], z rovnice (37)
$D_H = 48,3 \text{ mm}$	velký průměr hřídele [mm]
$d_{H\check{c}} = 38 \text{ mm}$	průměr hřídele v místě pro umístění pojistného čepu [mm]
$i_{P\check{c}} = 2$	počet pojistných čepů [–]

DOVOLENÝ TLAK NA NÁBOJ

Dovolený tlak na náboj z materiálu S235JR (11 353) je $p_d = 85 \text{ MPa}$, dle [5], str. 54.

$$p_n < p_d \quad 6,53 \text{ MPa} < 85 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

8.4 KONTROLA PERA NA VSTUPNÍM HŘÍDELI

Pro spojení vstupního hřídele šneku se spojkou, bude použito těsné pero, které bude následně kontrolováno na otláčení. Volím PERO 6 x 6 x 25 pro průměr hřídele 20 mm, dle [5], str. 467.

Tab. 5 Rozměry pera, dle [5], str. 467.

Průměr hřídele d_{vh} [mm]	Šířka b_p [mm]	Výška h_p [mm]	Délka l_p [mm]	Hloubka v hřídeli t [mm]	Hloubka v náboji t_1 [mm]
20	6	6	25	3,5	2,5

OTLAČENÍ PERA

$$p_o = \frac{F}{t_1 \cdot l_p} \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$p_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_{vh} \cdot t_1 \cdot (l_p - b_p)}$$

$$p_o = \frac{2 \cdot 29000}{20 \cdot 2,5 \cdot (25 - 6)}$$

$$p_o = 61,1 \text{ MPa}$$

Rovnice (41), z [4], str. 1080, kde:

$M_k = 29000 \text{ N.mm}$ krouticí moment na hřídeli šneku [N.mm], dle [17]

$d_{vh} = 20 \text{ mm}$ průměr válcového konce na vstupním hřídeli [mm]

DOVOLENÝ TLAK NA TĚSNÉ PERO

Dovolený tlak na těsné pero je $p_d = 165 \text{ MPa}$, dle [5], str. 54.

$$p_o < p_d$$

$61,1 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa} \rightarrow$ Těsné pero vyhovuje.

8.5 KONTROLA ŽLABU

V této kapitole je proveden výpočet hmotnosti materiálu v části žlabu délky 9 m. Z této hmotnosti je dále vypočtená síla, která působí na žlab. A na závěr této kapitoly je vypočteno ohybové napětí a maximální průhyb žlabu.

8.5.1 OBJEM MATERIÁLU VE ŽLABU

$$V_M = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot l_v \quad [\text{m}^3] \quad (42)$$

$$V_M = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,45 \cdot 9$$

$$V_M = 0,103 \text{ m}^3$$

Rovnice (42), upravený vztah z [1], str. 209, kde:

$D = 0,18 \text{ m}$ průměr šnekovnice [m], dle [16]

$\psi = 0,45$ součinitel plnění [–], je volen dle [1], str. 209, tab. 9.1

$l_v = 9 \text{ m}$ vodorovná dopravní vzdálenost [m]

8.5.2 HMOTNOST MATERIÁLU VE ŽLABU

$$m_M = V_M \cdot \rho_V \quad [\text{kg}] \quad (43)$$

$$m_M = 0,103 \cdot 400$$

$$m_M = 41,2 \text{ kg}$$

Rovnice (43), kde:

$V_M = 0,103 \text{ m}^3$ objem materiálu ve žlabu [m^3], z rovnice (42), $V_M = 0,103 \text{ m}^3$

$\rho_V = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ objemová hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], viz tab. 2 výše, volena objemová hmotnost pro kukuřici.

8.5.3 TÍHA MATERIÁLU PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$F_M = m_M \cdot g \quad [\text{N}] \quad (44)$$

$$F_M = 41,2 \cdot 9,81$$

$$F_M = 404,17 \text{ N}$$

Rovnice (44), kde:

$m_M = 41,2 \text{ kg}$ hmotnost materiálu ve žlabu [kg], z rovnice (43)

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

8.5.4 SPOJITÉ ZATÍŽENÍ ŽLABU

Žlab bude zjednodušen jako prut na dvou podporách, který je zatížený spojitým zatížením.

$$q_z = \frac{F_M}{l_v} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (45)$$

$$q_z = \frac{404,17}{9}$$

$$q_z = 44,91 \text{ N.m}^{-1}$$

Rovnice (45), dle [5], vztah odvozený ze str. 44, kde:

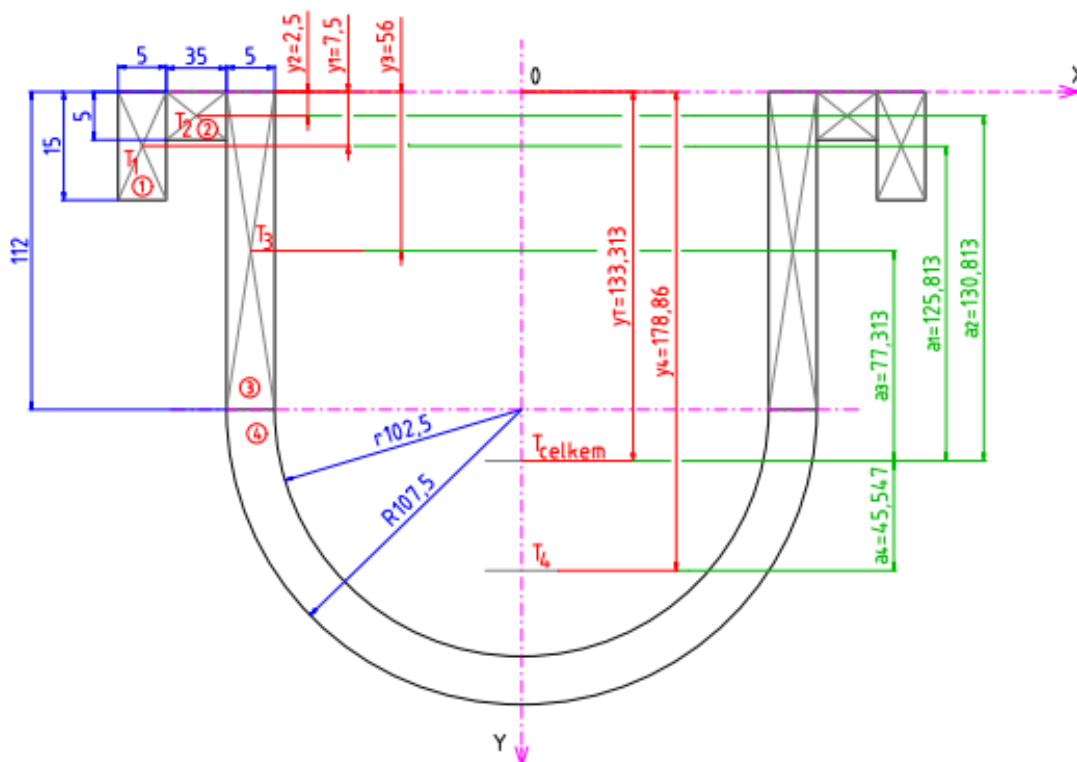
$$F_M = 404,17 \text{ N}$$

tíha materiálu působící na žlab [N], z rovnice (44)

$$l_v = 9 \text{ m}$$

vodorovná dopravní vzdálenost [m]

8.5.5 VÝPOČET TĚŽIŠTĚ ŽLABU



Obr. 21 Zjednodušené schéma žlabu a těžišťový obrazec.

$$x_T = 0 \text{ mm} \quad [\text{mm}] \quad (46)$$

$$y_T = \frac{y_1 \cdot S_1 + y_2 \cdot S_2 + y_3 \cdot S_3 + y_4 \cdot S_4}{S_1 + S_2 + S_3 + S_4} \quad [\text{mm}] \quad (47)$$

$$y_T = \frac{7,5 \cdot (15 \cdot 5) + 2,5 \cdot (35 \cdot 5) + 56 \cdot (112 \cdot 5) + 178,86 \cdot \left[\frac{\pi \cdot (107,5^2 - 102,5^2)}{2} \right]}{(15 \cdot 5) + (35 \cdot 5) + (112 \cdot 5) + \left[\frac{\pi \cdot (107,5^2 - 102,5^2)}{2} \right]}$$

$$y_T = 133,313 \text{ mm}$$

Rovnice (46, 47), dle [25], kde:

$y_1 = 7,5 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště části žlabu 1 od osy x [mm], z obrázku 21
$y_2 = 2,5 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště části žlabu 2 od osy x [mm], z obrázku 21
$y_3 = 56 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště části žlabu 3 od osy x [mm], z obrázku 21
$y_4 = 178,86 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště části žlabu 4 od osy x [mm], z obrázku 21
$S_1 = 75 \text{ mm}^2$	obsah části žlabu 1 [mm ²], dle [5], str. 39, z rovnice (47)
$S_2 = 175 \text{ mm}^2$	obsah části žlabu 2 [mm ²], dle [5], str. 39, z rovnice (47)
$S_3 = 560 \text{ mm}^2$	obsah části žlabu 3 [mm ²], dle [5], str. 39, z rovnice (47)
$S_4 = 1649,34 \text{ mm}^2$	obsah části žlabu 4 [mm ²], dle [5], str. 40, z rovnice (47)

8.5.6 VÝPOČET KVADRATICKÝCH MOMENTŮ ČÁSTÍ ŽLABU K TĚŽIŠTI

Žlab je rozdělen na 4 elementární plochy a výpočet je proveden pomocí Steinerovy věty. Výsledný kvadratický moment žlabu je dán součtem jednotlivých ploch.

KVADRATICKÝ MOMENT ČÁSTI 1 K TĚŽIŠTI T_{CELKEM}

$$I_{1T} = 2 \cdot (I_1 + S_1 \cdot a_1^2) \quad [\text{mm}^4] \quad (48)$$

$$I_{1T} = 2 \cdot \left(\frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + (b_1 \cdot h_1) \cdot a_1^2 \right)$$

$$I_{1T} = 2 \cdot \left(\frac{5 \cdot 15^3}{12} + (5 \cdot 15) \cdot 125,813^2 \right)$$

$$I_{1T} = 2377149,15 \text{ mm}^4$$

Rovnice (48), kde:

$I_1 = 1406,25 \text{ mm}^4$	kvadratický moment části žlabu 1 k těžišti T_1 [mm ⁴], dle [5], str. 39
$S_1 = 75 \text{ mm}^2$	obsah části žlabu 1 [mm ²], z rovnice (47)
$a_1 = 125,813 \text{ mm}$	vzdálenost těžiště T_1 od těžiště T_{celkem} v ose y [mm], z obrázku 21

KVADRATICKÝ MOMENT ČÁSTI 2 K TĚŽIŠTI T_{CELKEM}

$$I_{2T} = 2 \cdot (I_2 + S_2 \cdot a_2^2) \quad [\text{mm}^4] \quad (49)$$

$$I_{2T} = 2 \cdot \left(\frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + (b_2 \cdot h_2) \cdot a_2^2 \right)$$

$$I_{2T} = 2 \cdot \left(\frac{35 \cdot 5^3}{12} + (35 \cdot 5) \cdot 130,813^2 \right)$$

$$I_{2T} = 5989943,5 \text{ mm}^4$$

Rovnice (49), kde:

$I_2 = 364,583 \text{ mm}^4$ kvadratický moment části žlabu 2 k těžišti T_2 [mm^4], dle [5], str. 39

$S_2 = 175 \text{ mm}^2$ obsah části žlabu 2 [mm^2], z rovnice (47)

$a_2 = 130,813 \text{ mm}$ vzdálenost těžiště T_2 od těžiště T_{celkem} v ose y [mm], z obrázku 21

KVADRATICKÝ MOMENT ČÁSTI 3 K TĚŽIŠTI T_{CELKEM}

$$I_{3T} = 2 \cdot (I_3 + S_3 \cdot a_3^2) \quad [\text{mm}^4] \quad (50)$$

$$I_{3T} = 2 \cdot \left(\frac{b_3 \cdot h_3^3}{12} + (b_3 \cdot h_3) \cdot a_3^2 \right)$$

$$I_{3T} = 2 \cdot \left(\frac{5 \cdot 112^3}{12} + (5 \cdot 112) \cdot 77,313^2 \right)$$

$$I_{3T} = 7865349,3 \text{ mm}^4$$

Rovnice (50), kde:

$I_3 = 585386,67 \text{ mm}^4$ kvadratický moment části žlabu 3 k těžišti T_3 [mm^4], dle [5], str. 39

$S_3 = 560 \text{ mm}^2$ obsah části žlabu 3 [mm^2], z rovnice (47)

$a_3 = 77,313 \text{ mm}$ vzdálenost těžiště T_3 od těžiště T_{celkem} v ose y [mm], z obrázku 21

KVADRATICKÝ MOMENT ČÁSTI 4 K TĚŽIŠTI T_{CELKEM}

$$I_{4T} = I_4 + S_4 \cdot a_4^2 \quad [\text{mm}^4] \quad (51)$$

$$I_{4T} = \left(\frac{\pi}{8} \cdot (R^4 - r^4) \right) + \left(\frac{\pi \cdot R^2}{2} - \frac{\pi \cdot r^2}{2} \right) \cdot a_4^2$$

$$I_{4T} = \left(\frac{\pi}{8} \cdot (107,5^4 - 102,5^4) \right) + \left(\frac{\pi \cdot 107,5^2}{2} - \frac{\pi \cdot 102,5^2}{2} \right) \cdot 45,547^2$$

$$I_{4T} = 12518715,7 \text{ mm}^4$$

Rovnice (51), kde:

$I_4 = 9097119,7 \text{ mm}^4$ kvadratický moment části žlabu 4 k těžišti T_4 [mm^4], dle [5], str. 40

$$S_4 = 1649,34 \text{ mm}^2$$

obsah části žlabu 4 [mm²], z rovnice (47)

$$a_4 = 45,547 \text{ mm}$$

vzdálenost těžiště T_4 od těžiště T_{celkem} v ose y [mm], z obrázku 21

8.5.7 CELKOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ŽLABU

$$I_{T\dot{Z}} = I_{1T} + I_{2T} + I_{3T} + I_{4T} \quad [\text{mm}^4] \quad (52)$$

$$I_{T\dot{Z}} = 2377149,2 + 5989943,5 + 7865349,3 + 12518715,7$$

$$I_{T\dot{Z}} = 28751157,7 \text{ mm}^4$$

Rovnice (52), kde:

$$I_{1T} = 2377149,2 \text{ mm}^4 \quad \text{kvadratický moment části 1 k těžišti } T_{\text{celkem}} [\text{mm}^4], \text{ z rovnice (48)}$$

$$I_{2T} = 5989943,5 \text{ mm}^4 \quad \text{kvadratický moment části 2 k těžišti } T_{\text{celkem}} [\text{mm}^4], \text{ z rovnice (49)}$$

$$I_{3T} = 7865349,3 \text{ mm}^4 \quad \text{kvadratický moment části 3 k těžišti } T_{\text{celkem}} [\text{mm}^4], \text{ z rovnice (50)}$$

$$I_{4T} = 12518715,7 \text{ mm}^4 \quad \text{kvadratický moment části 4 k těžišti } T_{\text{celkem}} [\text{mm}^4], \text{ z rovnice (51)}$$

8.5.8 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU ŽLABU

$$W_o = \frac{I_{T\dot{Z}}}{y_T} \quad [\text{mm}^3] \quad (53)$$

$$W_o = \frac{28751157,7}{133,313}$$

$$W_o = 215666,6 \text{ mm}^3$$

Rovnice (53), kde:

$$I_{T\dot{Z}} = 28751157,7 \text{ mm}^4 \quad \text{celkový kvadratický moment žlabu } [\text{mm}^4], \text{ z rovnice (52)}$$

$$y_T = 133,313 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost krajního vlákna od těžiště } [\text{mm}], \text{ z obrázku 21}$$

8.5.9 OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$M_o = \frac{q_z \cdot l_v^2}{8} \quad [\text{N.m}] \quad (54)$$

$$M_o = \frac{44,91 \cdot 9^2}{8}$$

$$M_o = 454,69 \text{ N.m}$$

Rovnice (54), dle [5], str. 45, kde:

$q_z = 44,91 \text{ N.m}^{-1}$ spojité zatížení působící na žlab $[\text{N.m}^{-1}]$, z rovnice (45)

$l_v = 9 \text{ m}$ zadaná dopravovaná vzdálenost $[\text{m}]$

8.5.10 OHYBOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (55)$$

$$\sigma_o = \frac{454693,5}{215666,6}$$

$$\sigma_o = 2,1 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí působící na žlab je zanedbatelné vůči mezi kluzu materiálu žlabu.

Rovnice (55), kde:

$M_o = 454693,5 \text{ N.mm}$ ohybový moment působící na žlab $[\text{N.mm}]$, z rovnice (54)

$W_o = 215666,6 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu žlabu $[\text{mm}^3]$, z rovnice (53)

8.5.11 PRŮHYB ŽLABU

$$y_z = \frac{5 \cdot q_z \cdot l_v^4}{384 \cdot E \cdot I_{Tz}} \quad [\text{mm}] \quad (56)$$

$$y_z = \frac{5 \cdot 0,044908 \cdot 9000^4}{384 \cdot 210000 \cdot 28751157,7}$$

$$y_z = 0,64 \text{ mm}$$

Výsledný průhyb celého žlabu je 0,64 mm. Celý žlab se skládá ze 4 částí, každá z této části je ukotvena do konzol. Kotvení slouží také jako podpora žlabu, tudíž celkový průhyb bude zanedbatelný a výsledek je vyhovující.

Rovnice (56), dle [5], str. 45, kde:

$q_z = 0,044908 \text{ N.mm}^{-1}$ spojité zatížení působící na žlab $[\text{N.mm}^{-1}]$, z rovnice (45)

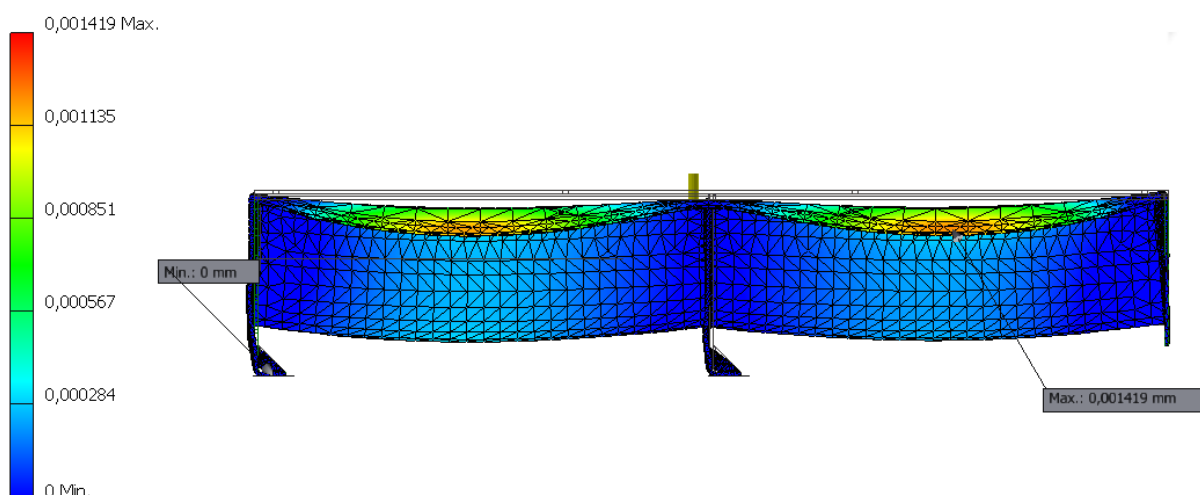
$l_v = 9000 \text{ mm}$ vodorovná dopravní vzdálenost $[\text{mm}]$

$E = 210000 \text{ MPa}$ modul pružnosti v tahu pro ocel $[\text{MPa}]$, dle [5], str. 35

$I_{Tz} = 28751157,7 \text{ mm}^4$ celkový kvadratický moment žlabu $[\text{mm}^4]$, z rovnice (52)

PRŮHYB VSTUPNÍHO ŽLABU URČEN NUMERICKOU METODOU

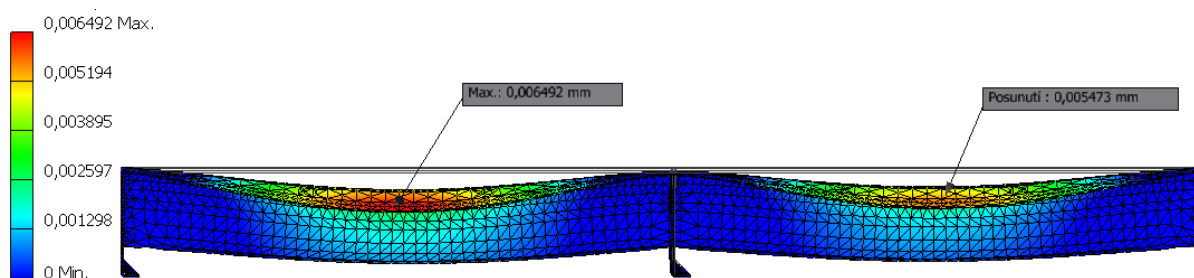
Pomocí programu Inventor – Pevnostní analýza byl zjištěn průhyb vstupního žlabu numerickou metodou. Průhyb je spočítán pro vlastní tíhu žlabu a pro tíhu, kterou působí dopravovaný materiál na žlab. Maximální průhyb je 0,0014 mm a je uprostřed mezi každým kotvením, viz obr. 22. Podpory žlabu (kotvení) jsou ve výpočtu nahrazeny pevnou vazbou. Takto malý průhyb lze považovat za zanedbatelný a konstrukce vstupního žlabu je navržena správně s ohledem na tento průhyb.



Obr. 22 Numerická simulace průhybu vstupního žlabu. Rozsah stupnice: 0 – 0,0014 mm. Maximální hodnota průhybu: 0,0014 mm. Měřítko deformace: 25000:1.

PRŮHYB PRŮBĚŽNÉHO ŽLABU URČEN NUMERICKOU METODOU

Pomocí programu Inventor – Pevnostní analýza byl zjištěn průhyb průběžného žlabu numerickou metodou. Průhyb je spočítán pro vlastní tíhu žlabu a pro tíhu, kterou působí dopravovaný materiál na žlab. Maximální průhyb je 0,0065 mm a je uprostřed mezi každým kotvením, viz obr. 23. Tento průhyb lze považovat za zanedbatelný a konstrukce průběžného žlabu je navržena správně s ohledem na tento průhyb.

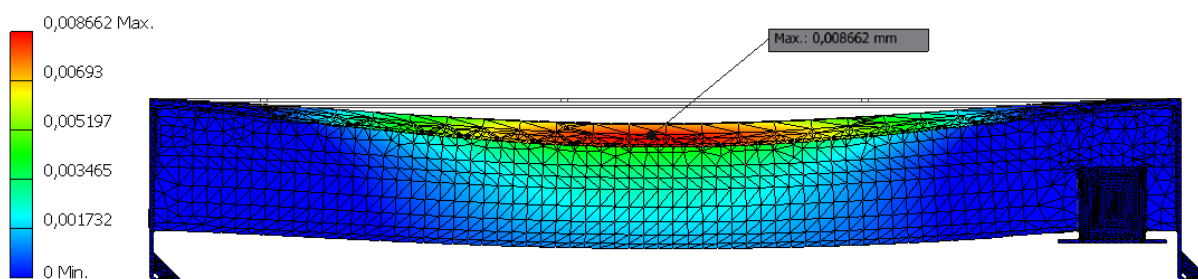


Obr. 23 Numerická simulace průhybu průběžného žlabu. Rozsah stupnice: 0 – 0,0065 mm. Maximální hodnota průhybu: 0,0065 mm. Měřítko deformace: 19000:1.

PRŮHYB KONCOVÉHO ŽLABU URČEN NUMERICKOU METODOU

Pomocí programu Inventor – Pevnostní analýza byl zjištěn průhyb koncového žlabu numerickou metodou. Průhyb je spočítán pro vlastní tíhu žlabu a pro tíhu, kterou působí

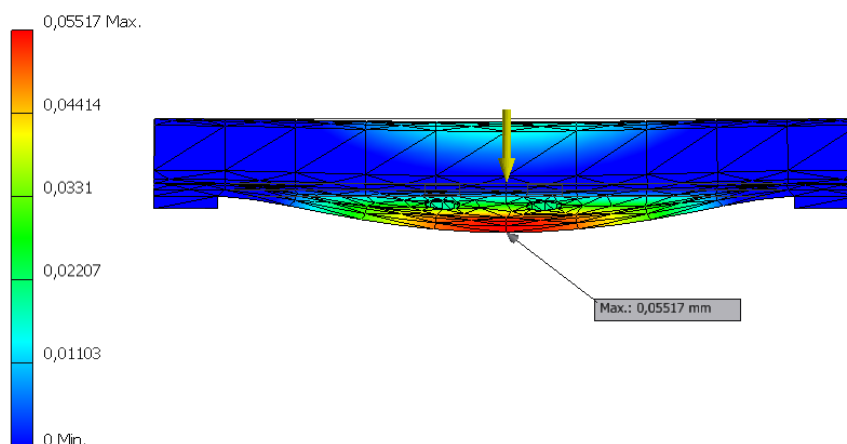
dopravovaný materiál na žlab. Maximální průhyb určen numerickou metodou je 0,009 mm a je uprostřed tohoto žlabu, viz obr. 24. Tento průhyb lze považovat za zanedbatelný.



Obr. 24 Numerická simulace průhybu koncového žlabu. Rozsah stupnice: 0 – 0,0087 mm. Maximální hodnota průhybu: 0,0086 mm. Měřítko deformace: 7000:1.

PRŮHYB ZAVĚŠENÍ KLUZNÉHO LOŽISKA URČEN NUMERICKOU METODOU

Pomocí programu Inventor – Pevnostní analýza byl zjištěn průhyb zavěšení kluzného ložiska (L – profil) numerickou metodou. Průhyb je spočítán pro tíhu dvou šneků, ložiskového domku a spojovací hřídele. Maximální průhyb je 0,055 mm a je uprostřed tohoto profilu, viz obr. 25. Ve výpočtech v místě styku L – profilu a žlabu jsou vloženy pevné vazby. Tento průhyb lze považovat za zanedbatelný.



Obr. 25 Numerická simulace průhybu L – profilu. Rozsah stupnice: 0 – 0,055 mm. Maximální hodnota průhybu: 0,055 mm. Měřítko deformace: 300:1.

ZÁVĚR

Cílem práce byl konstrukční návrh horizontálního šikmého šnekového dopravníku pro dopravu zemědělského zrna. V 1. kapitole je proveden rešeršní rozbor základních uzlů a konstrukční možnosti šnekových dopravníků. Závěrem této kapitoly je nastíněno zvolené konstrukční řešení pro zadané parametry. V následující kapitole je proveden přehled českého trhu a jsou zde uvedeny technické parametry dopravovaných materiálů.

Technická zpráva v dalších kapitolách obsahuje výpočet hlavních rozměrů šnekového dopravníku, volbu převodového elektromotoru, pružné spojky a také uložení šneku v ložiscích. Dále obsahuje kontrolu objemového dopravního výkonu a kontrolní výpočet hlavních konstrukčních dílů dopravníku, jako je například šnekový hřídel, spojení šnekových hřídelů čepy a kontrolu per na vstupním hřídeli na otláčení. V poslední části technické zprávy je provedena kontrola žlabu na ohybové napětí a průhyb žlabu.

Cíle práce byly splněny a navržené řešení je považováno za vyhovující na základě početních kontrol. Pro další kroky v technické zprávě by bylo vhodné rozšířit zprávu o ekonomickou úvahu. Kompletní návrh zařízení je vytvořen v Autodesk Inventor. Z tohoto návrhu vychází výkresová dokumentace, která byla vytvořena v Autodesk Inventor a AutoCad, obsahuje výkres sestav, výkres šneku a jednotlivé výkresy hřídelů. V Autodesku Inventor byly vytvořeny numerické simulace průhybu – šneku, všech žlabů a zavěšení kluzného ložiska (L – profilu).

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav., ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení 1. Vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [2] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.
- [3] DRAŽAN, František a Karel JERÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL, 1979, 456 s.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: učebnice stř. prům. škol strojnických*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1977. Řada strojírenské literatury. 323 s.
- [7] KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů II. převody*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1978.
- [8] ČSN 26 0070. Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních. Praha: Český normalizační institut, 2001.
- [9] Produkty. *Kralovskedopravniky.cz* [online]. Javorník [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <http://www.kralovskedopravniky.cz/produkty.html>
- [10] Screw Tubular Trough Conveyors. *Wamgroup.com* [online]. Ponte Motta/Cavezzo [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <http://wamgroup.com/en-GB/corporate/Product/CAO/Tubular-Trough-Screw-Conveyors>
- [11] Žlabové dopravníky. *Romill.cz* [online]. Brno [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <http://www.romill.cz/cz/snekove-dopravniky/zlabove-dopravniky>
- [12] Šnekové dopravníky žlabové. *Strojmont.cz* [online]. Želetava, 2011 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <http://www.strojmont.cz/cs/snekove-dopravniky-zlabove.html>
- [13] Žlabový šnekový dopravník. *Taurus-sro.cz* [online]. Lány, 2019 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: https://www.aurus-sro.cz/pdf/dopravniky/snekove/snek_DS_100-400_prospekt.pdf
- [14] Žlabový šnekový dopravník SD. *Senovka.cz* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.senovka.cz/zlabovy-snekovy-dopravnik-sd.html>
- [15] Šnekové dopravníky. *Jkmont.cz* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://jkmont.cz/snekove-dopravniky>
- [16] Dopravní šneky a šnekovnice. *Preciz.cz* [online]. Napajedla, 2016 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.preciz.cz/index.php/produkty/dopravni-sneky-snekovnice>

- [17] Data & dokumenty. *Sew-eurodrive.cz* [online]. [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/dud/?tab=documents&country=CZ&language=cs_cz&search=R17DRS80S6
- [18] PERIFLEX elastic coupling, Type:Complete coupling. *Shop.hpceurope.com* [online]. [cit. 2019-02-07]. Dostupné z: <https://shop.hpceurope.com/pdf/gb/PNA.pdf>
- [19] Trubka bezešvá pro tlaková zařízení, EN 10216-1// průměr 48,3x6,3. *Ferona.cz* [online]. Praha [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/42081/trubka-bezesva-pro-tlakova-zarizeni-en-10216-1-prumer-48-3x6-3>
- [20] Volba dopravního řetězu. *Kovos-retezy.cz* [online]. Rychnov nad Kněžnou [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: http://www.kovos-retezy.cz/data/volba_dopravniho.pdf
- [21] Spherical roller bearings-22209 E. *Skf.com* [online]. [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22209%20E>
- [22] Self-aligning ball bearings-1308 EKTN9 + H 308. *Skf.com* [online]. [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html?designation=BD-1308%20EKTN9-H%20308&unit=metricUnit>
- [23] Bushings: PCM 455030 M. *Skf.com* [online]. [cit. 2019-02-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PCM%20455030%20M>
- [24] Tribológia: Materiály, použití a návrh kluzných ložisek. *Tribotechnika.sk* [online]. [cit. 2019-02-11]. Dostupné z: http://www.tribotechnika.sk/1-2008/klzne_loziska_tribotechnika.html
- [25] Těžiště: Určování polohy těžiště. *Cs.wikipedia.org* [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/T%C4%9B%C5%BEi%C5%A1t%C4%9B>
- [26] CHLÁPEK, Michal. Sklizeň obilovin a kukuřice. *Chlagro.cz* [online]. Žákovice [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <http://www.chlagro.cz/sklizen-obilovin-a-kukurice>
- [27] Why does Screw Conveyor Occur Material Backflow. *Pkmachinery.com* [online]. Xinxiang City, 2016 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.pkmachinery.com/faq/screw-conveyor-occur-material-backflow.html>
- [28] Šnekovnice. *Schneckenfluegel.de* [online]. Edewecht [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.schneckenfluegel.de/cs/snekovnice>
- [29] Šnekové dopravníky, elevátory, řetězové dopravníky. *Has.cz* [online]. Ostrava-Kunčice [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky>
- [30] Žlabové dopravníky. *Romill.cz* [online]. Brno [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: [http://www.romill.cz/cz/snekove-dopravniky/zlabove-dopravniky#prettyPhoto\[gallery\]/0/](http://www.romill.cz/cz/snekove-dopravniky/zlabove-dopravniky#prettyPhoto[gallery]/0/)

- [31] Žlabový šnekový dopravník DŠ 100-400. *Taurus-sro.cz* [online]. Lány [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: https://www.aurus-sro.cz/pdf/dopravniky/snekove/snek_DS_100-400_prospekt.pdf
- [32] Dopravní šneky a šnekovnice. *Preciz.cz* [online]. Napajedla, 2016 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.preciz.cz/index.php/produkty/dopravni-sneky-snekovnice>
- [33] Převodové motory SEW Eurodrive. *Elektro-motor.cz* [online]. [cit. 2019-02-12]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/prevodove-motory-sew-eurodrive/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[-]$	mocnitel pro valivá ložiska
a_1	$[mm]$	vzdálenost těžiště T_1 od těžiště T_{celkem} v ose y
a_2	$[mm]$	vzdálenost těžiště T_2 od těžiště T_{celkem} v ose y
a_3	$[mm]$	vzdálenost těžiště T_3 od těžiště T_{celkem} v ose y
a_4	$[mm]$	vzdálenost těžiště T_4 od těžiště T_{celkem} v ose y
b_P	$[mm]$	šířka pera
C	$[kN]$	základní dynamická únosnost
c_H	$[-]$	součinitel sklonu
$d_{\check{c}}$	$[mm]$	průměr pojistného čepu
D_h	$[mm]$	vnější průměr trubky
d_h	$[mm]$	vnitřní průměr trubky
$D_{H\check{C}}$	$[mm]$	průměr hřídele v místě pro umístění pojistného čepu
d_{kl}	$[mm]$	vnitřní průměr kluzného ložiska
$D_{\check{s}}$	$[mm]$	průměr šnekovnice
d_{vh}	$[mm]$	průměr válcového konce na vstupní hřídeli
e	$[-]$	koeficient, vlivu axiální síly na zatížení ložiska
E	$[MPa]$	modul pružnosti v tahu pro ocel
f	$[-]$	součinitel tření mezi materiálem a šnekem
F_A	$[N]$	axiální síla od pohybujícího se materiálu
$F_{g\check{s}}$	$[N]$	vlastní tíha šneku
F_M	$[N]$	tíha materiálu působící na žlab
F_r	$[N]$	radiální síla
F_{Rk}	$[N]$	radiální zatížení kluzných ložisek
F_{Rv}	$[N]$	radiální zatížení valivých ložisek
g	$[m.s^{-2}]$	tíhové zrychlení
h	$[m]$	dopravní výška
h_P	$[mm]$	výška pera
i	$[-]$	převodový poměr
i_1	$[-]$	počet úseků
I_1	$[mm^4]$	kvadratický moment části žlabu 1 k těžišti T_1
I_{1T}	$[mm^4]$	kvadratický moment části 1 k těžišti T_{celkem}
I_2	$[mm^4]$	kvadratický moment části žlabu 2 k těžišti T_2
I_{2T}	$[mm^4]$	kvadratický moment části 2 k těžišti T_{celkem}
I_3	$[mm^4]$	kvadratický moment části žlabu 3 k těžišti T_3
I_{3T}	$[mm^4]$	kvadratický moment části 3 k těžišti T_{celkem}
I_4	$[mm^4]$	kvadratický moment části žlabu 4 k těžišti T_4
I_{4T}	$[mm^4]$	kvadratický moment části 4 k těžišti T_{celkem}
$i_{\check{c}1}$	$[-]$	počet aktivních průřezů pojistného čepu
$i_{P\check{C}}$	$[-]$	počet pojistných čepů
$I_{T\check{Z}}$	$[mm^4]$	celkový kvadratický moment žlabu
$I_{x\check{s}}$	$[mm^4]$	osový kvadratický moment hřídele šneku
k_h	$[-]$	bezpečnost hřídele
k_s	$[-]$	bezpečnost spojky
L	$[m]$	maximální délka
$l_{1\check{S}H}$	$[m]$	délka jedné části šneku
L_{h1}	$[h]$	trvanlivost ložiska u pohonu
L_{h2}	$[h]$	trvanlivost koncového ložiska

$l_{Hcelkem}$	[m]	celková délka hřídele šneku
l_{kl}	[mm]	délka kluzného ložiska
l_p	[mm]	délka pera
l_s	[m]	délka šnekovnice na hřídeli
l_v	[m]	vodorovná dopravní vzdálenost
m_c	[kg]	celková hmotnost šneku
m_H	[kg]	celková hmotnost bežešvé trubky
M_k	[N.mm]	krouticí moment
m_M	[kg]	hmotnost materiálu ve žlabu
M_o	[N.m]	ohybový moment
m_{SH}	[kg]	hmotnost spojovacího hřídele
m_s	[kg]	hmotnost šnekovnice
m_{s3m}	[kg]	hmotnost šnekovnice na 3 m délky
m_t	[kg]	hmotnost jednoho metru trubky
M_t	[N.m]	točivý moment
M_{t1}	[N.m]	jmenovitý točivý moment
M_{t2}	[N.m]	točivý moment, při kterém dojde k prokluzu
n	[min ⁻¹]	otáčky šneku
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_a	[s ⁻¹]	výstupní otáčky
n_M	[s ⁻¹]	jmenovité otáčky
P	[kW]	potřebný výkon elektromotoru
P_1	[kN]	dynamické ekvivalentně radiální zatížení
p_d	[MPa]	dovolený tlak
p_h	[MPa]	tlak v hřídeli
P_i	[kW]	instalovaný výkon
p_{kl}	[MPa]	tlak v kluzném ložisku
P_M	[kW]	jmenovitý výkon
p_n	[MPa]	tlak v náboji
p_o	[MPa]	otlačení pera
Q	[kg.h ⁻¹]	dopravní výkon
q_z	[N.m ⁻¹]	spojité zatížení žlabu
Q_v	[m ³ .h ⁻¹]	objemový dopravní výkon
Q_{vskut}	[m ³ .h ⁻¹]	skutečný objemový dopravní výkon
R	[m]	účinný poloměr šnekovnice
s	[m]	stoupání šnekovnice
S_1	[mm ²]	obsah části žlabu 1
S_2	[mm ²]	obsah části žlabu 2
S_3	[mm ²]	obsah části žlabu 3
S_4	[mm ²]	obsah části žlabu 4
t	[mm]	hloubka pera v hřídeli
t_1	[mm]	hloubka pera v náboji
t_h	[mm]	tloušťka stěny
V_M	[m ³]	objem materiálu ve žlabu
V_{SH}	[m ³]	objem spojovacího hřídele
w	[–]	globální součinitel
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
X_1	[–]	koeficient radiálního dynamického zatížení

X_2	[–]	koeficient radiálního dynamického zatížení
x_T	[mm]	těžiště žlabu v ose x
y_1	[mm]	vzdálenost těžiště části žlabu 1 od osy x
Y_2	[–]	koeficient axiálního dynamického zatížení
y_2	[mm]	vzdálenost těžiště části žlabu 2 od osy x
y_3	[mm]	vzdálenost těžiště části žlabu 3 od osy x
y_4	[mm]	vzdálenost těžiště části žlabu 4 od osy x
y_{\max}	[mm]	průhyb hřídele
y_T	[mm]	těžiště žlabu v ose y
y_z	[mm]	průhyb žlabu
β	[°]	úhel stoupání šnekovnice
ρ_O	[kg.m ⁻³]	hustota oceli
ρ_v	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí dle HMH
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené smykové namáhání
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ_s	[MPa]	smykové namáhání
φ	[°]	třecí úhel mezi materiálem a šnekem
ψ	[%]	součinitel plnění
ΔQ_v	[%]	rozdílní zadaného a skutečného dopravního výkonu

SEZNAM PŘÍLOH

KATALOGOVÉ LISTY

Příloha č. 1 – Žlabové dopravníky – Romill.

Příloha č. 2 – Taurus šnek – DS100 – 400.

Příloha č. 3 – Katalogový list R17DRS80S6.

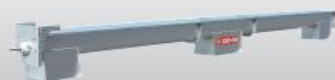
Příloha č. 4 – HPC_PNA.

Příloha č. 5 – Volba součinitele tření.

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	0 – SVEC – 1.00
Seznam položek	KUSOVNÍK	4 – K – SVEC – 1.00 (4 listy)
Výkres svařence	ŠNEK	3 – SVEC – 1/05
Výkres součásti	KONCOVÝ HŘÍDEL	3 – SVEC – 1/11
Výkres součásti	VSTUPNÍ HŘÍDEL	3 – SVEC – 1/12
Výkres součásti	SPOJOVACÍ HŘÍDEL	4 – SVEC – 1/10

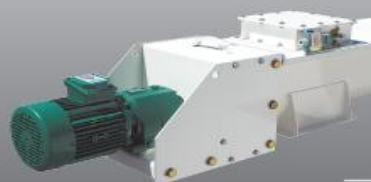
PŘÍLOHA Č. 1 – ŽLABOVÉ DOPRAVNÍKY – ROMILL



Příklad provedení
v nerez oceli



Žlabový dopravník speciálně pro
výrobu chlebové mouky



Motor v ose s flexibilní spojkou,
hlídač přeplnění



Přirubová spojení

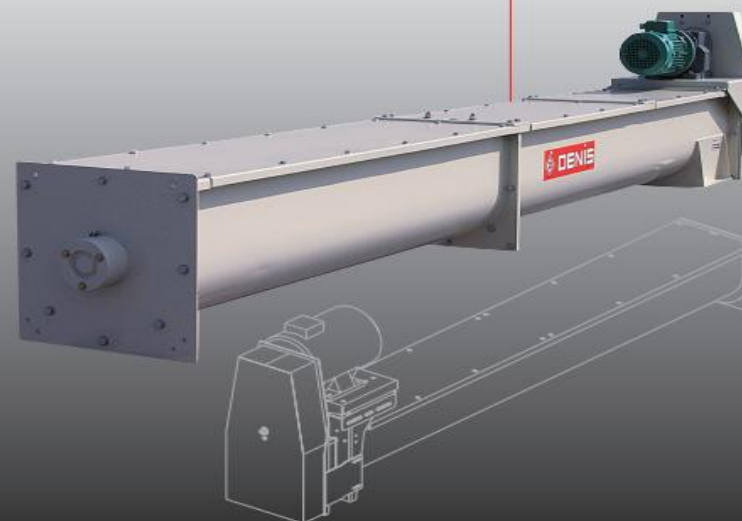


Široký výběr
žlabových
dopravníků pro
mnoho různých
druhů materiálů



Jednotka pohonu s
převodovým motorem,
řetězem a ozubeným
kolem

Žlabové šnekové dopravníky



Avenue Louis-Denis - 28160 Brou - France
Tél. +33 (0)2 37 97 66 11 • Fax +33 (0)2 37 97 66 40
www.denis.fr



Charakteristika udávaná na tomto prospektu jsou pouze informací a mohou být kdykoliv změněny bez předložení oznámení.
Výrobce nemůže být ze žádných okolností uznán odpovědným za tyto změny.



Obecný popis

Žlabové šnekové dopravníky **DENIS** umožňují přepravu sypkých zrnin a podobných produktů. Jsou zvláště vhodné pro dopravu křehkých nebo jemných komodit pomalou rychlostí a jsou používány v zemědělském, obchodním i průmyslovém sektoru. Mají následující výhody:

Provoz a výkon: Dopravníky jsou spojené přírubami, jež jim poskytují pevnost a stabilitu i při velkých délkách, šnekovnice je vyrobena ve vlastní továrně dle našich vlastních náročných norem, vrchní kryt je odnímatelný a umožňuje tak lehký přístup pro čištění a údržbu, na přání lze osadit různé typy ložisek a pohonů.

Spolehlivý a přizpůsobitelný: stabilní výkon, k dostání jsou různé délky v násobcích 0,25 m, vpády a výpady umístěné dle přání zákazníka. Typ pohonu, jenž odpovídá určení.

Robustní a hospodárny: Pevná konstrukce, malá potřeba údržby.

Pečlivá příprava a kvalita zajištěná výrobcem: Vnější vrstev laku vypalovaného v peci při 180° předchází odmaštění a fosfatový základový lak, aplikovaný na každý díl zvlášť.

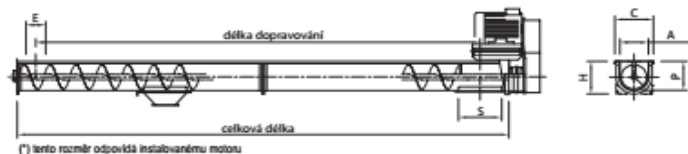
Alternativně: potravinářská bílá barva, žárové zinkování, nerezová ocel...

Bezpečnost: toto zařízení odpovídá Evropským normám pro bezpečnost a pevnost a s Atex certifikací Evropským požadavkům na prevenci proti výbuchu

Výkon

Typ	VA 130	VA 210	VA 240	VA 300	VA 350	VA 400
výkon t/h *	10	20	30	40	50	75
výkon m ³ /h	13	26	40	53	66	100
ot/min	210	130	130	88	77	80
max.přítok (kW)	2,2	4	4	11	11	15

(*) měrná hustota 750 kg/m³



Standardní rozměry (mm)

Typ	VA 130	VA 210	VA 240	VA 300	VA 350	VA 400
Ø šnekovnice	Ø 130	Ø 210	Ø 240	Ø 300	Ø 350	Ø 400
šířka žlabu A	160	230	270	324	374	398
celková šířka C	212	300	350	408	458	506
hloubka žlabu P	170	250	300	354	414	443
celková výška H	198	280	340	405	465	500
šroub žlabu	2	2	2	3	3	4

Žlabové dopravníky Denis mohou být dodány také jako vyprazdňovač zásobníku, jako konický šnek nebo v asymetrických podobách – více viz samostatná dokumentace.

Rozsáhlý sortiment žlabových dopravníků, standardních či speciálně navržených, je schopen přepravovat s různými výkony různé druhy sypkých materiálů jako např.: obilniny, křehké materiály, drt a prášky, mouku, granule, sušenou dužinu, minerální látky, dřevěné hobliny a štěpku, a mnoha jiných materiálů v mnoha rozličných průmyslových odvětvích.

Charakteristiky

A Hlava, kompletní s pohonem

s ložisky (pro dopravníky dodávané bez převodového motoru nebo převodovek montovaných na hřídeli)

Alternativně:

- Utěsněná nebo speciální ložiska

B Pohon

motorem a převodovým motorem montovaným na hřídeli (v závislosti na modelu a otáčin). Pohon pomocí řemenice nebo klínového řemene (nebo převodový motor s řetězem a řetězovým kolem pro VA 400).

Alternativně:

- Různé rychlosti
- Typ pohonu dle požadavku
- Převodové motory montované na hřídeli (v ose nebo do pravého úhlu)
- Převodové motory v ose s pružnou spojkou
- Různé rychlosti pohonu přes měnič

E Šnekovnice

přesně vystředěná a navařená na středovou trubku, připevněná náboji k přechodovým hřídelovým ložiskům

Alternativně:

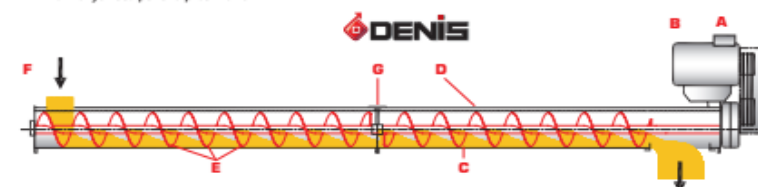
- Změněná rozteč
- Levá šnekovnice
- Povrchově zpevněná ocel
- Částečně dělená šnekovnice
- Šnekovnice přivařené po celé délce na jedné nebo obou stranách
- Šnekovnice bez ložiska
- Šnekovnice s malou vůlí
- Větší tloušťka plechu šnekovnice

F Pata šneku

s přírubovými nebo koncovými ložisky (určitý typ)

Alternativně:

- Utěsněná nebo speciální ložiska



C Žlab

spojený svaťovacími přírubami a šrouby

Alternativně:

- Širší tloušťka plechu žlabu
- Utěsněné spoje
- Zvýšené strany žlabu
- Otevřené dno
- Podpěry žlabu

D Víko

ploché

Alternativně:

- Šikmé víko
- Profilové víko
- Utěsněná víka

G Středová ložiska

Dvojitě utěsněná a flexibilní montáž kvůli menším vychýlkám, montované každé 3 m či blíže (každých 6 m pro model VA 400)

Alternativně:

- S plastovými vložkami
- Bronzová ložiska
- Dělená kluzná ložiska
- Utěsněná grafitová ložiska

Barva

lak vypalovaný v peci

Alternativně:

- Galvanizovaný povrch
- Bílá potravinářská barva
- Nerez ocel 304L, 316L

Středové výpady

s hradítky

- Elektrickými
- Elektro-vzduchovými
- Manuálními - ovládané kohoutem
- Ovládané řetězem

CE Toto zařízení splňuje normy pro bezpečnost a pevnost.

Ex Toto zařízení odpovídá požadavkům Atex certifikace.

Doplňková výbava

- Adaptéry, potrubí, přemístitelnost
- Bezpečnost: detektory rychlosti, škrtky klapka s mikrosplínači, teplotní čidla

Užití:

Pro různé způsoby použití existují konkrétní specifikace

Zemědělský sektor

- Velkovýkupy
- Krmení zvířat
- Šrotování, atd.

Průmyslový sektor

- Minerální látky
- Hnojiva, atd.

PŘÍLOHA Č. 2 – TAURUS ŠNEK – DS100 – 400

ŽLABOVÝ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

DŠ 100, 130, 150, 200, 250, 300, 350, 400

Žlabový šnekový dopravník DŠ, vyrobený firmou TAURUS, s.r.o., Chrudim, je stroj, určený pro vodorovnou dopravu sypkých neabrazivních materiálů. Při zachování parametrů výkonu je doporučený max. sklon dopravníku od vodorovné roviny do 10°. Materiál je dopravován pomocí šnekové hřídele otáčející se ve šnekové skříni ve tvaru žlabu od vpádu k výpadu.

Stroj je určen pro montáž do technologických celků pro přípravu krmných směsí pro zvířata a podobných průmyslových provozů, skládajících se ze skladovacích zařízení materiálů a následných technologických zařízení pro zpracování sypkých hmot.

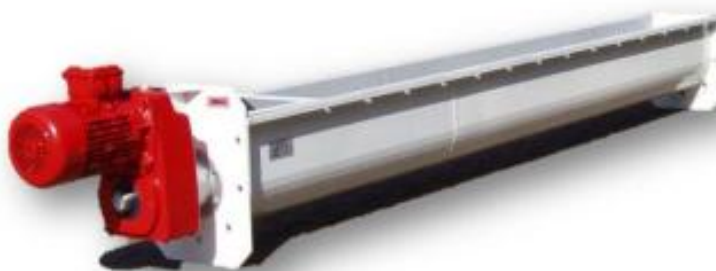
Nabízíme různé povrchové úpravy: lak (syntetika), žárový pozink, nerez.

Přednosti:

- úsporný a spolehlivý provoz
- minimální nároky na údržbu
- libovolná délka dle požadavku zákazníka
- snadné čištění celého stroje
- nízká energetická a ekonomická náročnost

Dopravovaný materiál:

- obiloviny, šrot
- štěpka, sláma a dřevní odpady
- cement, betonová směs, plasty
- uhlí, popel, sůl, koření, krmivo
- odpady, kaly, ocelové třísky

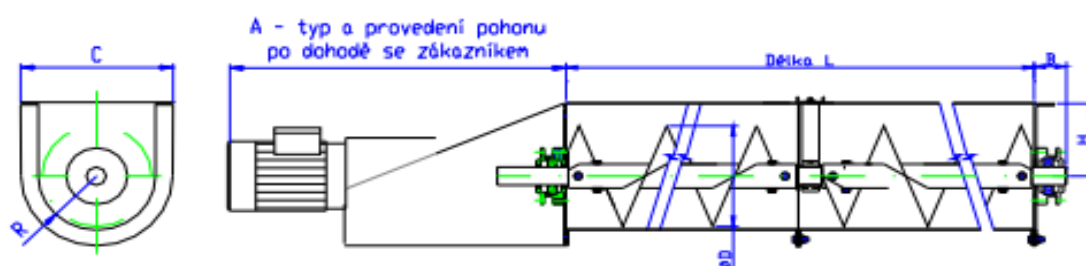


Údaj	Jednotka	Provedení DŠ							
		DŠ 100	DŠ 130	DŠ 150	DŠ 200	DŠ 250	DŠ 300	DŠ 350	DŠ 400
Průměr šneku	mm	100	130	150	200	250	300	350	400
Délka max.		10 000	15 000	20 000	20 000	20 000	20 000	20 000	20 000
Výška stroje		195	240	290	325	370	420	450	470
Hmotnost bez pohonu	Kg/m	14,5	19,2	21	28	34	45	52	65
Jmenovité napájecí napětí	V	230/400							
Jmenovitý kmitočet	Hz	50							
Nejnižší stupeň krytí elektrického zařízení	-	IP 54							
Instalovaný výkon (dle délky a výkonu)	kW	0,55 – 1,5	0,75 – 3	0,75 – 3	1,1 – 4	1,1 – 5,5	2,2 – 7,5	2,2 – 11	2,2 – 11
Výkonnost	m ³ /hod	5	9	15	28	45	52	70	90
Základní ot. stroje	ot/min	200	150	150	120	120	80	80	80

TAURUS, s.r.o., Chrudim, Lány 52, 537 01 Chrudim, Tel.: +420 469 687 230, info@taurus-sro.cz, www.taurus-sro.cz



Základní rozměry stroje



Rozměry /mm/	A	B	C	D	H	R
DŠ 100	-	65	165	100	85	64
DŠ 130	-	65	210	130	100	78
DŠ 150	-	65	215	150	100	85
DŠ 200	-	75	310	200	180	110
DŠ 250	-	75	355	250	180	132,5
DŠ 300	-	90	410	300	190	160
DŠ 350	-	90	465	350	200	188
DŠ 400	-	90	510	400	200	210

PŘÍLOHA Č. 3 – KATALOGOVÝ LIST R17DRS80S6

Informace o výrobku



Označení

R17DRS80S6

Čelní převodovka R + Třífázové motory DRS.. (IE1)

Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 915
Výstupní otáčky	[1/min] : 180
Převodový poměr celkově	: 5,09
Výstupní krouticí moment	[Nm] : 29
Provozní faktor SEW-FB	: 1,75
Typ konstrukce	: M1
Vrchní nátěr dle RAL	: 7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: X
Výstupní hřídel	[mm] : 20x40
Povolená výstupní radiální síla při n=950	[N] : 1290
Množství maziva 1. převodovka	[Litr] : 0,25
Výkon motoru	[kW] : 0,55
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE1
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 64,1 / 68,2 / 67,9
Značka CE	: ano
Napětí motoru	[V] : 230/400
Schéma zapojení	: R13
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 2,85 / 1,64
Cos φ	: 0,71
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: IEC
Moment setrvačnosti motoru	[10 ⁻⁴ kgm ²] : 15,87
Hmotnost netto	[Kg] : 14

Doplňková provedení

Tepelná třída 155(F)

Krytí IP 55

Uvedené informace o produktu nepředstavují z právního hlediska nabídku. Technické údaje a ceny podléhají ještě konečnému technickému a obchodnímu ověření. Toto ověření se provádí při vytváření nabídky / objednávky. Právně závazná smlouva vyžaduje objednávku vydanou objednatelem a potvrzení objednávky vydané společností SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. Uvedené ceny jsou založeny na vámi zadané slevě.
Přesnou hmotnost netto naleznete na potvrzení zakázky. Z technických důvodů se může reálná hmotnost od tohoto údaje lišit.
Vytvořeno dne: 2019-02-06 18:12:24 /
DC Version 2.28

PŘÍLOHA Č. 4 – HPC_PNA

PERIFLEX® elastic coupling

PNA

Technical information

Uses

- Motor driven pumps or compressors
- Electrical generators, textile machines
- Iron and steel plants, cement factories.

Determining torque

$$T_{MN} = \frac{N_{kW} \times 9550}{n_{rpm}} = (Nm)$$

Service factor K :

Service	Electric motor steam turbine	Combustion engine hydraulic turbine
Uniform S1	1,0	1,5
Light S2	1,5	2,0
medium S3	2,0	2,5
Heavy S4	2,5	3,0
Very heavy S5	3,0	3,2

Temperature factor St:

St	-20°C	0°C	+20°C	+40°C	+60°C	+70°C	+80°C
	1,0	1,0	1,0	1,0	1,2	1,4	1,6

$T_{MN} \times K \times St \leq T_{CN}$ coupling

$n_{inst.} \leq n_{MAX}$ coupling

shaft diameter $\leq d_{MAX}$ coupling

Safety precautions

The tyre is cut to allow mounting/dismounting in a radial direction. Depending on the speed and torque transmitted, an axial force will be generated which must be absorbed by the bearings in the coupled machines. The tyre may expand by up to 5% during use which must be taken into account when choosing a protective housing.



Part number	Nominal torque TCN (Nm)	Max. torque TCmaxi. (Nm)	Max. speed (rpm)	Moment of inertia (kgm²)	Axial (Nm)	Misalignment Radial (Nm)	Angular
PNA2-203R	50	150	5000	0,001	1,0	0,75	2°
PNA6-206R	100	300	5000	0,003	1,5	1,00	2°
PNA16-210R	200	600	4000	0,013	2,0	1,30	2°
PNA40-214R	400	1200	4000	0,035	2,5	1,60	2°
PNA63-218R	800	2400	3000	0,105	3,0	2,10	2°

Dimensions in mm

PERIFLEX® elastic coupling

Torque: 50 to 2400Nm

PNA

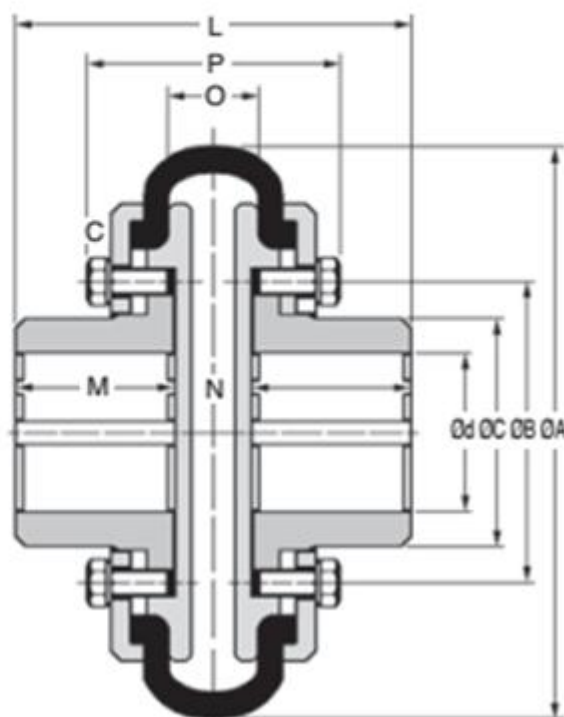
- Easy installation, machines to be coupled will not require to be moved
- Backlash free
- Can transmit shocks up to 3 times the value of nominal torque
- Quickly damps vibrations
- Maintenance free

Characteristics

- Large axial misalignment up to 6mm
- radial up to 5mm
- angular up to 2°
- Keyway in accordance with NF E22-175/P9 (JS9)
- Working temp.: -20°C to +80°C
- Materials:
 - Hub: Steel
 - Locking assembly: Steel
 - Tyre: Natural rubber with rubber inserts

Options

- Alternative tyre materials
(¹²inserts mounted in X pattern)



DISCOUNTS

Qty	1+	5+	10+
Disc.	List	-3%	On request

Part number solid coupling	OA	OB	OC	L	M	Od max.	Od pre-bore	Od Standard bores (H7)
PNA2-203R	104	54	40	70	30	28	Full	10, 15, 19, 20, 25, 28
PNA6-206R	136	68	55	110	45	38	Full	10, 15, 20, 25, 30, 35, 38
PNA16-210R	178	88	70	130	50	48	15	20, 25, 30, 35, 38, 48
PNA40-214R ⁽¹⁾	210	116	92	160	65	65	15	20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65
PNA63-218R ⁽¹⁾	263	140	107	190	75	75	25	30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75

PŘÍLOHA Č. 5 – VOLBA SOUČiniteLE TŘENÍ

Tabulka č.8

<i>Dopravovaný materiál</i>	<i>** měrná hmotnost γ (T/m3)</i>	<i>** součinitel tření fm</i>
Oves	0,45	0,7
Obilí	0,75	0,4
Kukuřice	0,80	0,4
Ječmen suchý	0,45	0,7
Žito	0,65	0,4
Rýže	0,75	0,4
Lněné semeno	0,70	0,4
Slad suchý	0,40	0,4
Obilná mouka	0,70	0,4
Kukuřičná mouka	0,65	0,4
Cukr rafinovaný práškový	0,80	0,5
Cement	1,00	0,9
Antracitové uhlí kusové	0,70 - 0,90	0,4
Uhelný koks	0,50	0,7
Suchý jíl	1,60	0,7
Popel	0,60	0,6
Štěrka cementová	1,30	0,8